



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH VŘETENÍKU SOUSTRUHU

DESIGN OF SPINDLE FOR LATHE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. František Sovadina

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph. D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. František Sovadina**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jan Pavlík, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh vřeteníku soustruhu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete a konstrukčně zpracujete vřeteník soustružnického centra. Předpokládaný výkon na vřetení do cca 20kW, max. otáčky 5000min⁻¹. Do řešení zahrňte pevnostně deformační MKP výpočty a výpočet vlastních frekvencí vřetene. Stanovení zbývajících charakteristik budou součástí návrhu.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení.

Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model.

Výpočtová zpráva.

Výkresová dokumentace vybraných uzlů.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem a konstrukcí vřeteníků soustružnického centra. Cílem je navrhnout vřeteno o výkonu 20 kW a maximálních otáčkách 5000 min^{-1} . Rešeršní část práce je zaměřena na popis základních parametrů vřeteníku a soustružnických center potřebných pro konstrukci vřeteníku a obsahuje rozbor dostupných vřeten na trhu. Další část práce se zabývá volbou a výpočtem řezných podmínek a potřebných parametrů. Analytické výpočty jsou následně ověřeny pomocí MKP analýzy. Nakonec byl vypracován 3D model a výkresová dokumentace vřeteníku.

ABSTRACT

The thesis deals with the design and construction of headstocks of a turning centre. The aim is to design a spindle with an output of 20 kW and a maximum speed of 5000 min^{-1} . The research part of the thesis is focused on the description of the basic parameters of the headstock and turning centres needed for the construction of the headstock and contains an analysis of the available spindles on the market. The next part of the thesis deals with the selection and calculation of cutting conditions and the necessary parameters. Analytical calculations are then verified using FEM analysis. At the end of the thesis, a 3D model was developed and headstock drawing documentation.

KLÍČOVÁ SLOVA

vřeteník, vřeteno soustruhu, mazání, snímače polohy, pohony vřetene a C-osy, přesnost chodu vřetene, tuhost vřetene, chlazení, MKP analýza

KEYWORDS

spindle head, lathe spindle, lubrication, position sensor, spindle and C-axis drives, spindle operation accuracy, spindle stiffness, FEM analysis

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SOVADINA, František. Návrh vřeteníku soustruhu. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132101>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jan Pavlík.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D za jeho čas, ochotu a cenné rady při vedení této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a přátelům za podporu během studia.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Pavlíka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21.5.2021

.....

Bc. František Sovadina

OBSAH

1	ÚVOD	15
2	SOUSTRUŽNICKÉ STROJE.....	17
2.1	Používané operace na soustružnických strojích	17
2.2	Rozdělení soustruhů	18
2.2.1	Univerzální hrotové soustruhy	18
2.2.2	Čelní soustruhy	18
2.2.3	Svislé soustruhy – karusely	19
2.2.4	CNC soustruhy	19
2.3	Části soustruhů	20
2.4	Pohony.....	22
2.4.1	Asynchronní elektromotor	23
2.4.2	Servopohon	24
3	VŘETENÍKY SOUSTRUHŮ	27
3.1	Požadavky na vřeteníky soustruhů.....	27
3.1.1	Uspořádání ložisek	27
3.1.2	Přesnost chodu vřetena	30
3.1.3	Tuhost vřetene a uložení	31
3.1.4	Mazání vřetene	33
3.1.5	Těsnění vřetene	38
3.1.6	Pracovní konec vřetene soustruhu.....	40
3.1.7	Brzda vřetene	40
3.2	C-osy	41
3.2.1	Pohony C-osy	42
3.2.2	Odměrování polohy vřetene.....	42
3.3	Průzkum vřeten na trhu	44
3.3.1	Vřeteno ST Series 5000rpm	44
3.3.2	Vřeteno soustruhu HYUNDAI WIA SE200MA	45
3.3.3	Vřeteno WEISS gmbh D300BH	45
3.3.4	Vřeteno LMS-A2-6	47
4	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍLE PRÁCE.....	49
5	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ.....	51
5.1	První koncepční návrh.....	51
5.2	Druhý koncepční návrh	51
5.3	Třetí koncepční návrh	51
5.4	Čtvrtý koncepční návrh	51
5.5	Multikriteriální analýza	51
6	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ.....	53
6.1	Stanovení rezných podmínek	53
6.2	Obráběný průměr	54
6.3	Diagram konstantní rezné rychlosti $vc = 330 \text{ m/min}$	54
6.4	Silové působení od obrábění	54
6.4.1	Řezná síla	55
6.4.2	Axiální (posuvová) síla	55
6.4.3	Pasivní síla	55
6.4.4	Celková síla.....	55

6.5	Řezný výkon.....	55
6.6	Momento-výkonová charakteristika.....	56
6.6.1	Výkon motoru	57
6.6.2	Výběr typu motoru	57
6.7	Řemenový převod	59
6.8	Výpočet ložisek 1	60
6.8.1	Tuhost ložisek	60
6.8.2	Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložiskovými uzly	61
6.9	Deformace vřetene	64
6.10	Silové působení na vřetenu	65
6.10.1	Rovnice silové rovnováhy.....	66
6.11	Výpočet ložisek 2	69
6.11.1	Trvanlivost ložisek.....	69
6.11.2	Mazání ložisek	70
6.12	Kontrola mezních stavů vřetene.....	71
6.12.1	Mezní stav pružnosti	71
6.12.2	Mezní stav únavy	75
6.13	Výpočet pohonu C-osy.....	77
6.13.1	Výpočet řezných sil frézování.....	77
6.13.2	Volba polohovacího motoru.....	80
6.13.3	Výpočet ozubeného převodu.....	81
7	VÝPOČTY MKP.....	83
7.1	Model vřetene.....	83
7.2	Okrajové podmínky.....	83
7.3	Deformační a pevnostní kontrola	85
7.4	Modální analýza	86
8	POPIS KONSTRUKCE.....	89
8.1	Popis nakupovaných součástí.....	90
8.1.1	Upínací mechanismus	90
8.1.2	Brzda	91
8.1.3	Senzor odměřování polohy	92
8.2	Popis konstrukčních prvků.....	92
8.2.1	Vřeteno a jeho uložení	92
8.2.2	Polohovadlo C-osy	95
9	ZHODNOCENÍ A DISKUZE	97
10	DOPORUČENÍ PRO PRAXI	99
11	ZÁVĚR.....	101
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	103
13	SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK.....	107
13.1	Seznam zkratk a symbolů.....	107
13.2	Seznam obrázků	114
13.3	Seznam tabulek	116
14	SEZNAM PŘÍLOH	117

1 ÚVOD

Obráběcí stroje slouží k výrobě tvarových součástí, u kterých je požadována určitá tvarová přesnost, rozměrová přesnost a také jakost povrchu. Abychom dosáhli na obráběcích strojích těchto požadavků, jsou všechny typy obráběcích strojů vybaveny jednou z nejdůležitějších částí stroje, a to vřeteníkem, který zaručuje pohyb obrobku (soustružení) nebo pohyb nástroje (frézování, broušení, vrtání atd.).

U většiny dnešních obrobků je požadována velká přesnost a kvalita a zároveň i rychlost. Proto vřeteníky musí být zkonstruovány, vyrobeny a smontovány s velkou pečlivostí a ohledem na zvyšující se nároky obrábění.

V této diplomové práci bude vypracován konstrukční návrh vřeteníku soustružnického stroje s možností provádět na stroji i jiné typy obráběcích procesů, jako jsou frézování či vrtání. Proto se v konstrukčním návrhu počítá i s konstrukcí polohovacího zařízení vřetene - tzv. pohon C-osy, který je schopen přesného polohování (natočení) vřetene.

2 SOUSTRUŽNICKÉ STROJE

V posledních dvaceti letech prošel vývoj a konstrukce soustruhů značným vývojem. S rozvojem v oblasti počítačové a automatizační technologie s využitím dalších typů obrábění dochází k nahrazování konvenčních soustruhů za čím dál více používaná CNC soustružnická centra. Kvůli zkrácení strojního času a možnosti použití i jiných typů obrábění (díky možnosti přidání ovládání C-ose a Y-ose) bylo možno zvýšit produktivitu daných strojů a snížení nákladů na obrobek dané součásti oproti využití obrábění na konvenčních obráběcích strojích.

2.1 Používané operace na soustružnických strojích

Na soustružnických strojích provádíme technologii třískového obrábění nazývané soustružení. Hlavním řezným pohybem je rotace obrobku a vedlejšími pohyby jsou posuv a přířuv (viz Obr. 1).

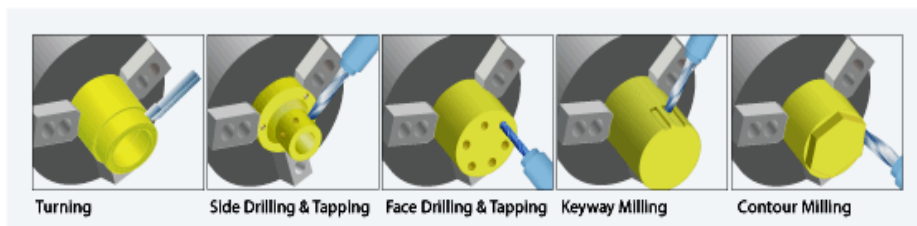
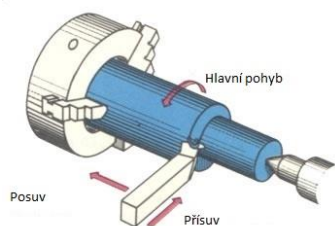
Operace prováděné na soustruhu

- Obrobení vnějších a vnitřních válcových ploch
- Obrobení čelních ploch
- Řezání závitů
- Vrtání děr v ose obrobku
- Obrobení vnějších a vnitřních kuželových ploch
- Obrobení zápichů
- Obrábění křivek podle šablony (šablonování)
- Vyhrubování a vystružení přesných děr v ose obrobku

Když k soustruhu přidáme řízení C-ose pomocí servomotoru, rozšíří se tím operace prováděné na soustruhu o další možnosti. Nejvíce se při použití řízení C-ose používá frézování.

Operace prováděné na soustruhu s C-osou

- Frézování drážek, tvarových ploch, závitů
- Vrtání děr mimo osu obrobku
- Výroba ozubení
- Výroba drážek pro pero.



a)

b)

Obr. 1) a) Pohyby při soustružení [1], b) možnosti C-ose [2]

2.2 Rozdělení soustruhů

Pro vyhotovení výrobků je používáno několik druhů soustruhů, které mají lepší uspořádání a vybavení pro určité druhy obrobků. Tím lze dosáhnout snadnější a rychlejší výroby obrobků.

2.2.1 Univerzální hrotové soustruhy

Tyto soustruhy (viz. Obr. 2) slouží pro obrábění vnějších i vnitřních válcových a kuželových ploch. Dále se používají k obrobení čelních a tvarovaných rotačních ploch a k řezání závitů. Obrobek se u tohoto typu soustruhu upíná do sklíčidla a do hrotů. Tyto stroje jsou definovány podle největšího průměru (tzv. oběžný průměr) a největší vzdálenosti největšího tělesa, které je možno na stroji obrobit. [3]

- Malé – $\varnothing D \leq 250 \text{ mm}$
- Střední – $300 \text{ mm} < \varnothing D < 900 \text{ mm}$
- Velké – $\varnothing D > 1000 \text{ mm}$

Univerzální hrotové soustruhy se používají nejčastěji v kusové a malosériové výrobě.



Obr. 2) Univerzální hrotový soustruh [27]

2.2.2 Čelní soustruhy

Slouží pro soustružení rozměrných přírubových součástí malých délek. K upnutí obrobku slouží velká lící deska. Tento druh soustruhu není vybaven koníkem pro podepření obrobku. Obr. 3 [3]



Obr. 3) Čelní soustruh [28]

2.2.3 Svislé soustruhy – karusely

Svislé soustruhy se používají pro obrábění rozměrných a těžkých rotačních součástí, jejichž průměr bývá větší než délka obrobku. Obrobek je upnut na vodorovnou desku. Osa otáčení je umístěna ve vertikální poloze. Karusely jsou specifikovány podle největšího oběžného průměru, který dosahují hodnot kolem desítek metrů. [3] [4]



Obr. 4) Karusel ČKD SKDY [4]

2.2.4 CNC soustruhy

Největší výhodou CNC soustruhů oproti konvenčním soustruhům je přítomnost počítačové jednotky, z které je stroj ovládán pomocí programů a je umožněno „jednoduché“ provádění případných korekcí na stroji. Další výhodou přítomnosti počítačové jednotky je provedení simulace obrábění požadovaného výrobku, kdy lze ověřit případné nedostatky (chyby) v programu.

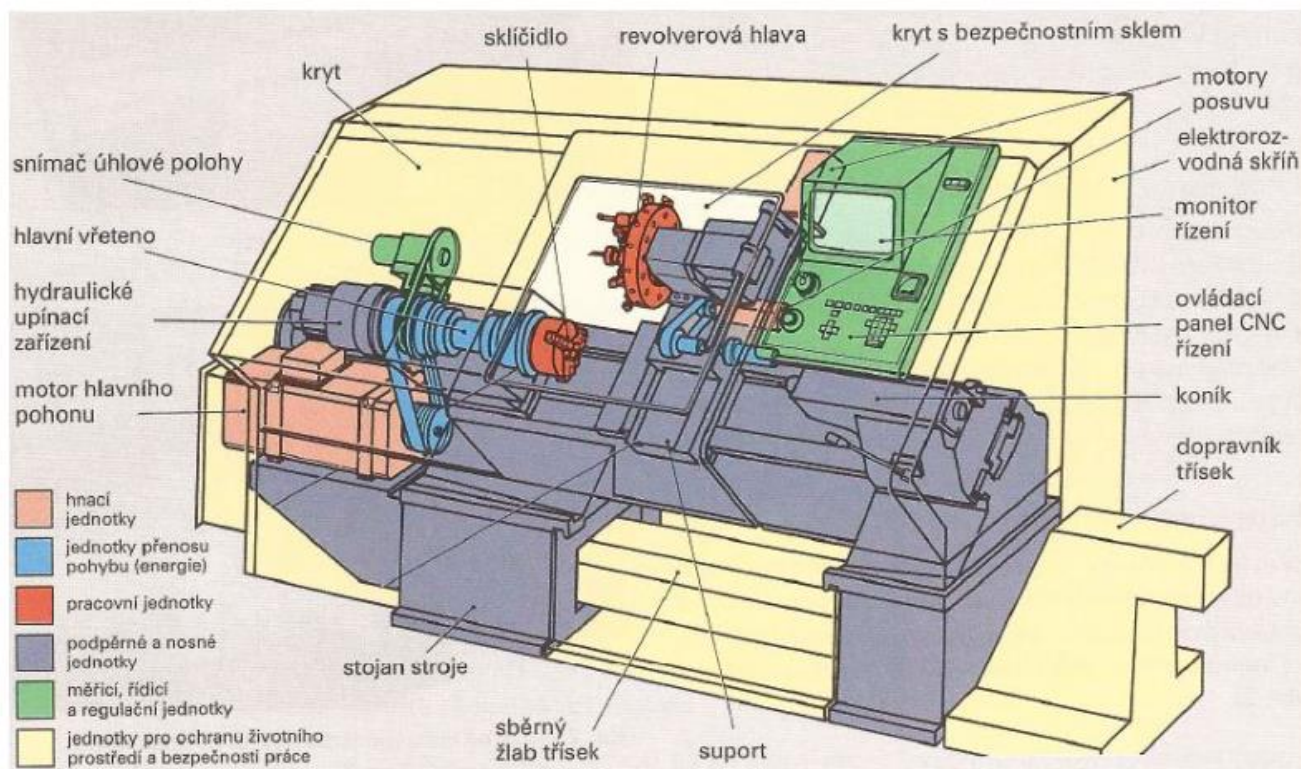
Tyto soustruhy jsou v dnešní době velice oblíbené jak v kusové, tak i v sériové výrobě pro svoji flexibilitu a přesnost výroby.



Obr. 5) CNC soustruh TUR SMN [29]

2.3 Části soustruhů

Aby bylo možno provádět technologii třískového obrábění, jejímž základem je již zmiňovaný hlavní řezný pohyb rotace obrobku kolem vlastní osy, je nutno součinnosti jednotlivých funkčních částí soustružnického stroje. Tvar a požadavky na funkčnost těchto částí stroje jsou stručně popsány v této kapitole. Na Obr. 6 jsou popsány hlavní části soustruhu.



Obr. 6) Popis částí CNC soustruhu [30]

- Lože:**
 Část skříňového tvaru spojující základní části soustruhu v celek. Lože soustruhu musí být dostatečně tuhé, aby bylo schopno unést ostatní části soustruhu a odolalo silám působícím při obrábění součástí. V horních částech lože se nacházejí vodící plochy pro suport a koník. [5] [1]
- Vřeteník:**
 Část stroje, ve které je umístěno vřeteno a převodové ústrojí pro pohon vřetene. Bývá skříňového tvaru a pevně umístěn na loži soustruhu. [5]

- **Koník:**

Koník (Obr. 7) se používá k podepření dlouhých obrobků. Do koníku lze upnout vrtáky, výstružníky aj.



Obr. 7) Koník soustruhu [32]

- **Suport:**

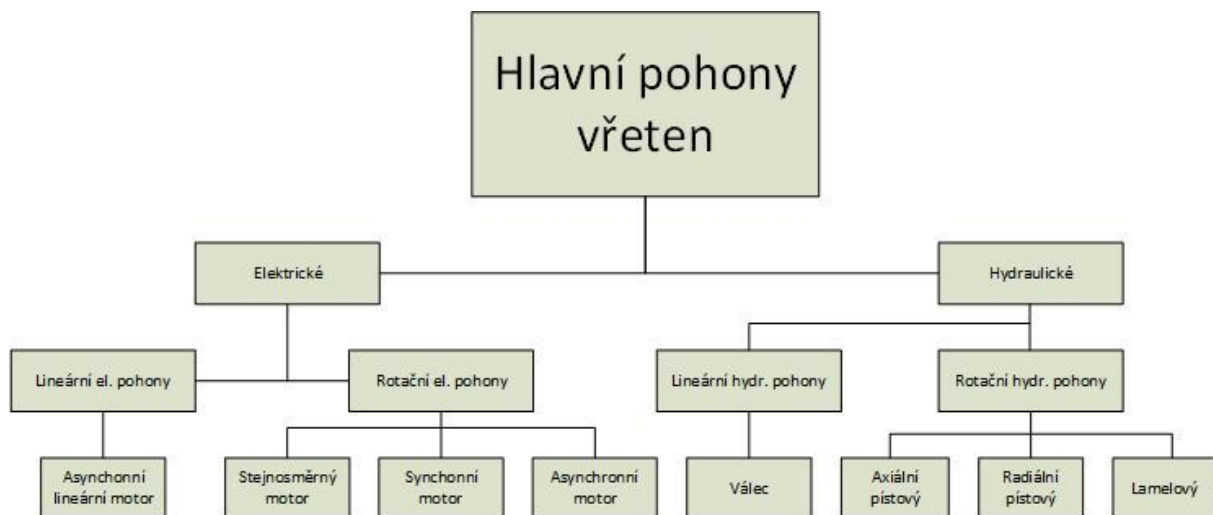
Část soustruhu složená ze soustavy saní, které zajišťují realizaci vedlejších pohybů při soustružení (přesouvají revolverovou hlavu s nástroji).



Obr. 8) Suport soustruhu [31]

2.4 Pohony

Při konstrukci soustruhu a jeho částí je nutno vybírat vhodné pohony pro chod všech částí soustruhu. Dnes je na výběr velká škála pohonů, které splňují požadovanou přesnost pohybu, nízké zatížení na životní prostředí, pořizovací a servisní cenu, a rozměrové požadavky v rámci minimalizace rozměrů (např. jako jsou pohony znázorněné na Obr. 9).



Obr. 9) Členění hlavních pohonů obráběcích strojů. [6]

Nyní se budeme zabývat pohony nejčastěji používanými pro chod vřeten a jeho částí. Pro pohon vřetene je důležité, aby splňovaly požadavky uvedené v Tab. 1.

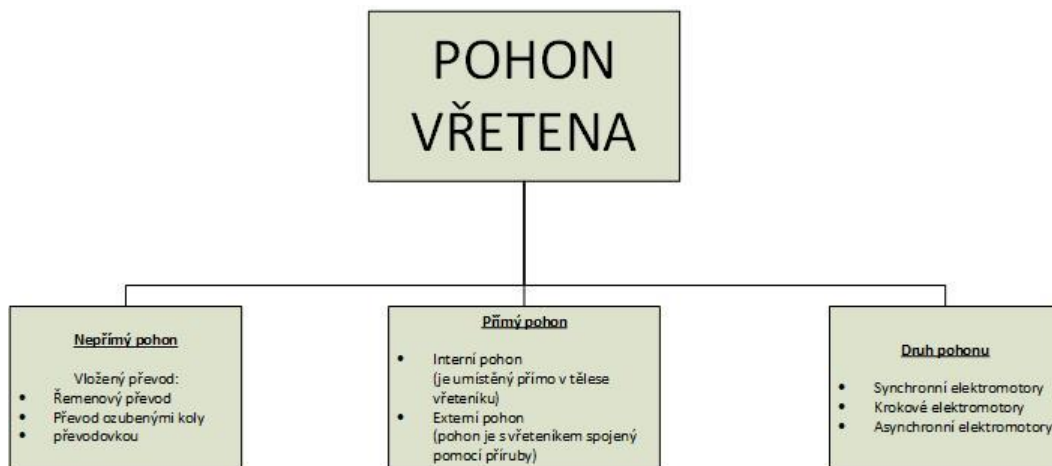
Tab. 1) Požadavky na pohony obráběcích strojů [6]

Druh pohonu:	Pohony vřeten	Pohony posuvů (pro C-osy)
Parametr:		
Otáčky – odstupňování	Jemné	Velmi jemné
Rozsah otáček	Velký	Střední
Tuhost	Vysoká	Velmi vysoká
Přesnost	Dobrá	Velmi dobrá
Dynamika	Střední	Velmi vysoká

Pro přenos řezného výkonu na nástroj musí být vřeteno vhodně propojeno s motorem. Způsoby přenosů řezného výkonu jsou znázorněny na Obr. 10. [7]

Při použití nepřímého pohonu vřetene je mezi motorem a vřeteníkem vložen kinematický řetězec (ozubené kolo, řemenový převod). Tento kinematický řetězec bývá umístěn nejčastěji na zadním konci vřetene, případně mezi předním a zadním ložiskovým uzlem. Ozubené převody a převodovky se používají pro přenos velkého krouticího momentu při nízkých otáčkách. Řemenové tvarové převody se používají pro přenos velkých kroutících momentů při velkých otáčkách. [7]

Přímé pohony se používají zejména pro vysokorychlostní obrábění, kde je zapotřebí stabilní dynamický pohon. Interní pohon je vložen do skříně vřeteníku. Rotor elektromotoru je tedy nalisován na vřeteník a stator elektromotoru je vložen do skříně vřeteníku. Ve skříně vřeteníku je spolu se statorem také umístěn systém chlazení statoru. Externí pohon je přepojen na těleso skříně vřeteníku. [7]



Obr. 10) Druhy pohonů vřetene [7]

Pro pohon vřetene se nyní používají elektromotory. Při výběru typu motoru se musí dbát na požadované provozní podmínky motorů pro dané použití, jakým jsou:

- Vysoká provozní spolehlivost a životnost
- Dobrá celková účinnost
- Relativně nízké zahřátí motoru
- Dobré dynamické vlastnosti (rozběh, brzdění)
- Možnost častého spínání
- Dobrá účinnost i při malých zatíženích. [6]

Nejběžnější typ elektromotoru pro pohon vřetene soustruhu je asynchronní elektromotor. U tohoto typu motoru musíme ověřit, zda četné spínání nezpůsobí velké oteplení motoru, a základě toho upravit zatížení motoru.

2.4.1 Asynchronní elektromotor

Asynchronní motor je nejrozšířenější elektrický stroj, který vyniká v jednoduché konstrukci, nenáročné údržbě, vysoké provozní spolehlivosti a relativně nízké pořizovací ceně. Nevýhodou je velký proudový náraz při zapojení do elektrické sítě z důvodu závislosti momentu na napětí. Asynchronní motor pracuje na principu elektromagnetické indukce a rozdílu otáček indukovaného elektromagnetického pole ve statoru a mechanických otáček rotoru, čemuž se říká skluz. [8]

Na statoru trojfázového asynchronního motoru je umístěno trojfázové vinutí, které je připojeno ke zdroji střídavého napětí. Trojfázový proud přivedený na vinutí statoru vytváří rotační statorové elektromagnetické pole, které díky časové změně indukuje ve vinutí rotoru napětí, jež protlačí vinutím rotoru proud. Takto vytvořený proud ve vinutí rotoru vytvoří magnetické pole. A díky působení na magnetické pole statoru dojde k roztáčení rotoru. Při běžném provozu asynchronního motoru nikdy rotor nedosáhne otáček statorového rotujícího magnetického pole. Při dosažení těchto otáček by se v rotorovém vinutí neindukovalo

napětí a rotorem by neprocházel proud, který vytváří tažnou sílu. Otáčky rotoru jsou tedy menší než synchronní otáčky rotujícího magnetického pole statoru. Odtud tedy název asynchronní motor. [8]

Zapojením asynchronního motoru na krátko přímo do sítě způsobuje velký proudový náraz, který ovlivňuje další připojené asynchronní zařízení připojené ve stejné síti. Proto je nutno při spouštění asynchronního motoru redukovat tento velký proudový náraz. V praxi se používají tyto způsoby:

- Přímé spuštění plným napětím
- Spuštění sníženým napětím
- Spouštěním změnou rotorového obvodu
- Spouštěním směnou kmitočtu (frekvenční měnič)

U spuštění kroužkového asynchronního motoru je do obvodu zapojen tzv. spouštěcí rezistor s vhodnou velikostí odporu, kterým se docílí zmenšením záběrného proudu a zvětšením záběrného momentu. [8]

U dnešních nových soustruhů je frekvenční měnič již zabudován pro řízení dalších zařízení, a proto je vhodnější pro spuštění asynchronního motoru použít frekvenční měnič.

Řízení otáček asynchronního motoru je možno provádět pomocí:

- Změny frekvence napájecího napětí
- Změny počtu pólů
- Změny skluzu [8]

U soustruhu je tedy používáno řízení pomocí změny frekvence napětí s využitím frekvenčního měniče. Tento způsob řízení umožňuje dosáhnout vysoké dynamiky a většího rozsahu otáček.

2.4.2 Servopohon

Z definice servopohonů vyplývá, že tzv. elektrický servopohon je určen k regulaci potřebných veličin (moment, síla, rychlost, poloha, konstantní řezná rychlost). Servopohon se skládá z jednoho nebo více elektrických motorů (stejnoseměrné, synchronní, asynchronní), které napájí výkonové měniče a řídicí regulační obvody. Servopohon je zapojen do uzavřené regulační smyčky (zpětná vazba), kde jsme schopni odečíst aktuální rychlost otáčení a přesnou polohu natočení rotoru. Nejžádanější požadavky na servopohony jsou na jejich regulační parametry (přesnost, rychlost regulace, spolehlivost). [9]

Při návrhu servopohonu pro obráběcí stroje musíme znát tyto parametry:

- Kinematickou konfiguraci stroje
- Požadavky na rychlosti a zrychlení
- Zatížení a hmoty
- Kontrolní výpočty komponent
- Požadavky na přesnost, spolehlivost a životnost
- Způsob řízení
- Prostředí
- Cena

Nejčastěji se servopohony používají v oblasti automatizace procesů a řízení na obráběcích strojích či robotech.

Servopohony můžeme rozdělit podle použitého typu motoru na:

- **Asynchronní**

Asynchronní servopohony jsou vhodné zejména v aplikacích, kde je nutno počítat s manipulací materiálu, který má velký setrvačný moment při nízkých otáčkách. Tento typ motoru umožňuje regulaci při velkém setrvačném momentu při nízkých otáčkách. [10]

- **Synchronní**

Použití synchronních servopohonů je vhodné zejména tam, kde je zapotřebí velké dynamiky anebo velkého zatížení, zejména pak tedy ve stavebnictví, automobilovém nebo dřevozpracujícím průmyslu. Synchronní pohony ve většině případů využívají rotor s permanentními magnety. Ve spojení s nejmodernějšími technologiemi vinutí statoru dosahují synchronní pohony maximální dynamiky a taktéž i malých rozměrů, takže je můžeme použít i v omezeném prostoru. [10]

- **Stejnoseměrný**

Stejnoseměrný pohon se používá v prostředí, kde je zapotřebí velké přesnosti, stabilního chodu a rychlé reakce na změnu regulované veličiny [11].

3 VŘETENÍKY SOUSTRUHŮ

Úlohou vřetena je zaručit, aby upnutý obrobek měl přesný otáčivý pohyb, kde se dráhy jednotlivých bodů obrobku liší od kružnice v dané toleranci.

Vřeteno soustruhu je uloženo ve dvou ložiskových uzlech, kde se používají různé typy ložisek. Konec vřetena, který vyčnívá ze skříně vřeteníku nazýváme tzv. přední konec vřetene. Přední konec vřetene slouží po nasazení sklíčidla či lícní desky k upnutí daného obrobku a přenosu hlavního pohybu soustružení, tedy rotace obrobku kolem vlastní osy. Podoba předního konce vřetena závisí na druhu stroje a jeho tvar je tedy normalizován. Ložiskový uzel, který se nachází u předního konce vřetena se nazývá hlavní a má velký vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetene. [6]

3.1 Požadavky na vřeteníky soustruhů

Vřeteník soustruhu je velmi důležitý díl v sestavě obráběcího stroje, a proto vřeteníky musí odpovídat náročným konstrukčním požadavkům.

- Přesnost chodu – velikost radiálního a axiálního házení,
- dokonalé vedení – při měnícím se smyslu a směru zatížení nesmí vřeteno měnit svou polohu,
- v uložení vřetena musí být možno vymezovat vůli vzniklou opotřebením,
- ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší,
- uspořádání ložisek pro správné zachycení zatížení dle provozních podmínek,
- vřeteno musí být tuhé – deformace a přesnost chodu má rozhodující vliv na celkovou přesnost obráběcího stroje. [6]

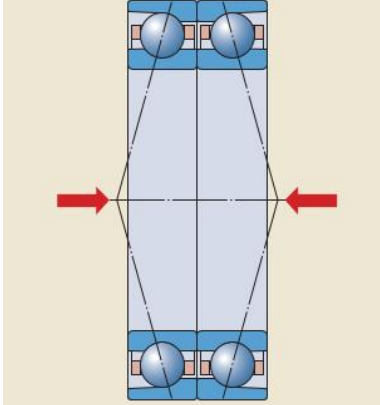
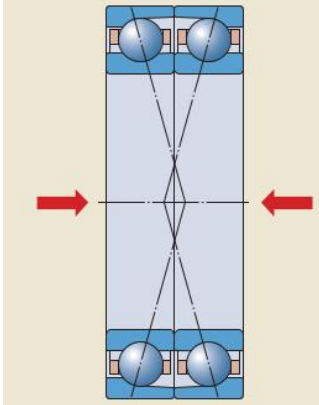
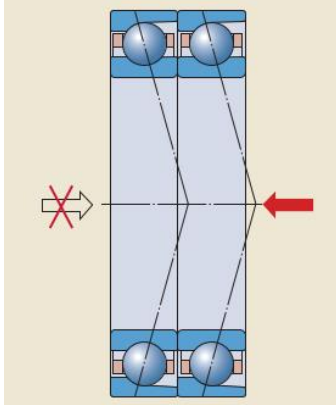
3.1.1 Uspořádání ložisek

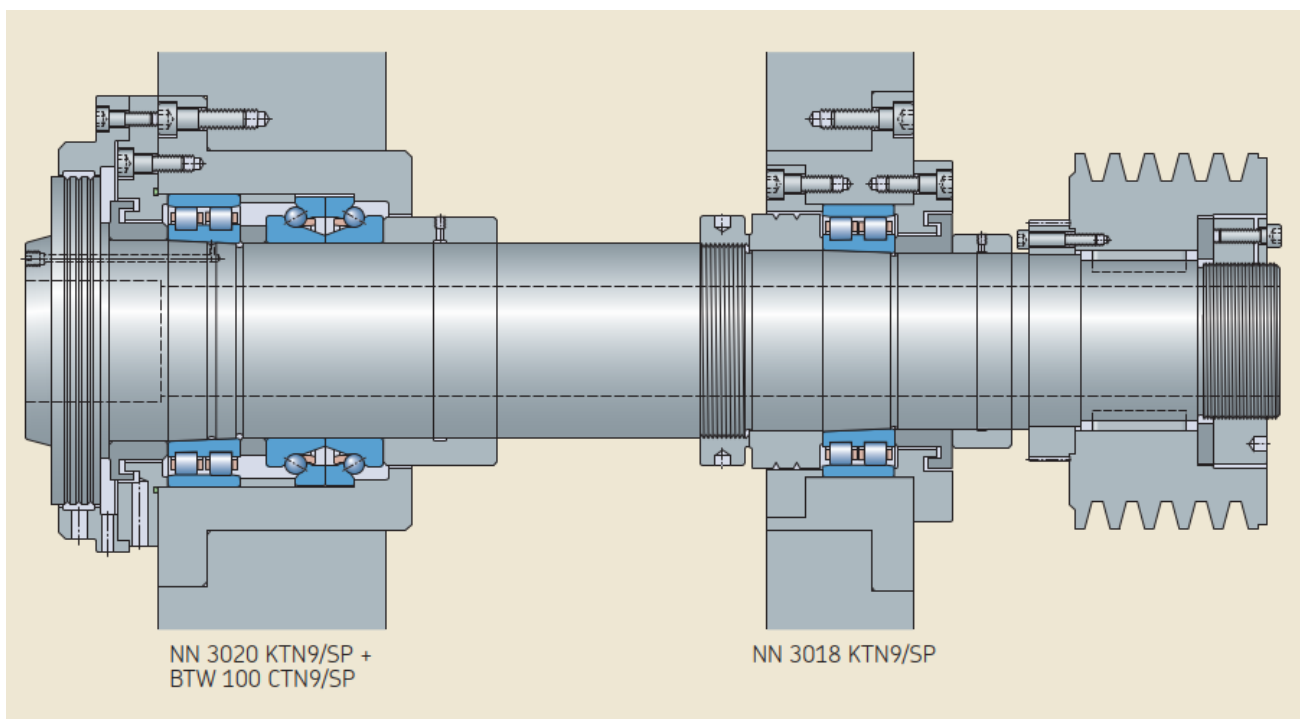
Systém ložisek, který se ve většině případů používá k uložení vřetene, vyžaduje použití dvou ložiskových uzlů (v závislosti na provozních podmínkách). Ložiskový uzel se skládá z jednoho nebo více spárovaných ložisek. [12]

Pro přenášení výkonu soustruhu na vřeteno je běžně používán řemenový převod nebo převod ozubenými koly. Tím vzniká velké radiální zatížení na zadním konci vřetene. Na předním konci vřetene vlivem obrábění vznikají kombinovaná zatížení a ložiska musí mít vysoký stupeň tuhosti a únosnosti. Příklady vřeten s různým uspořádáním ložisek viz Obr. 11 - Obr. 13. [12]

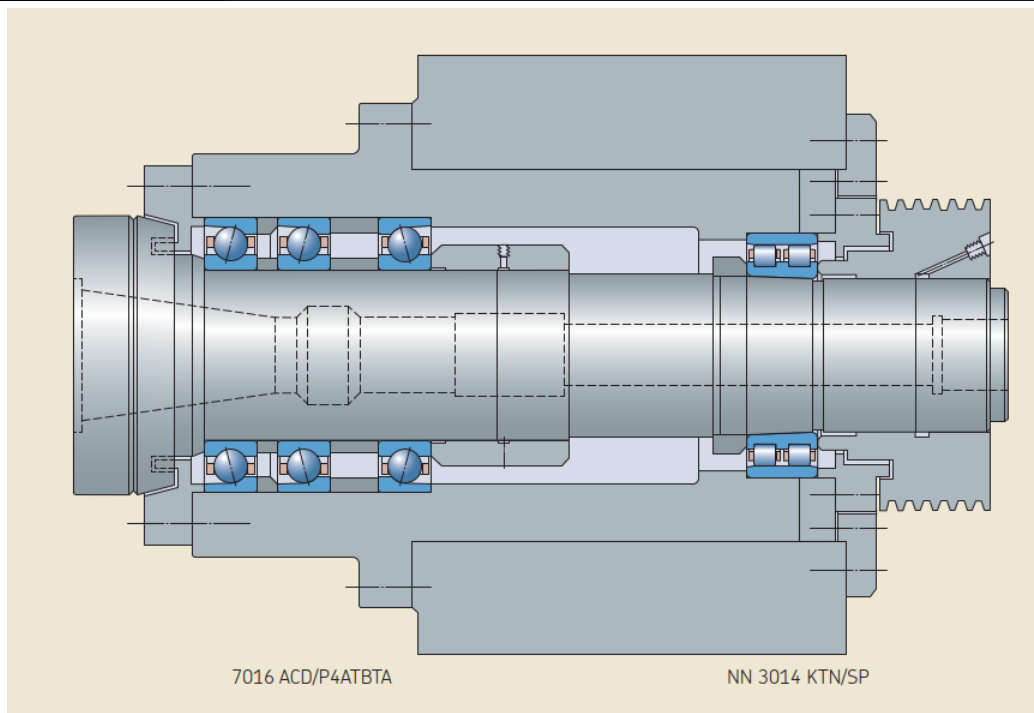
V ložiscích, která jsou zatěžována v radiálním směru vzniká též axiální zatížení, které je zachytáváno druhým spárováním ložiskem, které má opačně orientovaný úhel dotyku. Příklad sestav spárovaných ložisek a jejich vlastností viz Tab. 2. [12]

Tab. 2) Uspořádání párovatelných ložisek do dvojic [7] [12]

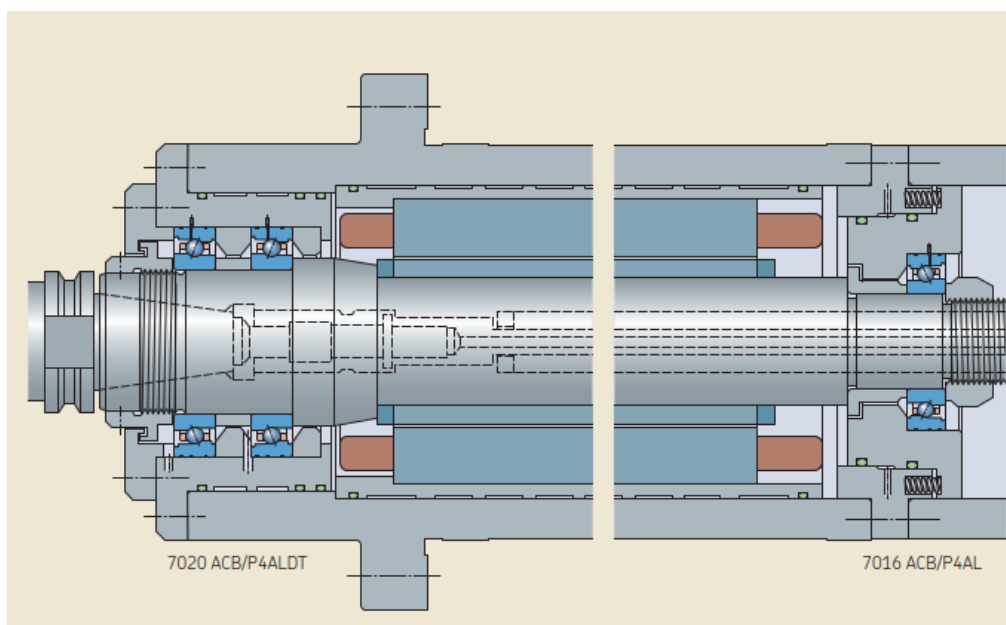
	Uspořádání zády k sobě (do “O”)	Uspořádání čely k sobě (do “X”)	Uspořádání to tandemu (do “T”)
Schéma zobrazení ložisek			
Vlastnosti	<ul style="list-style-type: none"> • Velká tuhost proti naklonění • Radiální zatížení přenášejí obě ložiska • Umožňuje přenášet obousměrné axiální zatížení 	<ul style="list-style-type: none"> • Malá tuhost proti naklonění • Radiální zatížení přenášejí obě ložiska • Umožňuje přenášet obousměrné axiální zatížení 	<ul style="list-style-type: none"> • Radiální zatížení přenášejí obě ložiska • Umožňuje přenášet pouze jednosměrné axiální zatížení



Obr. 11) Příklad uložení vřetene [12]

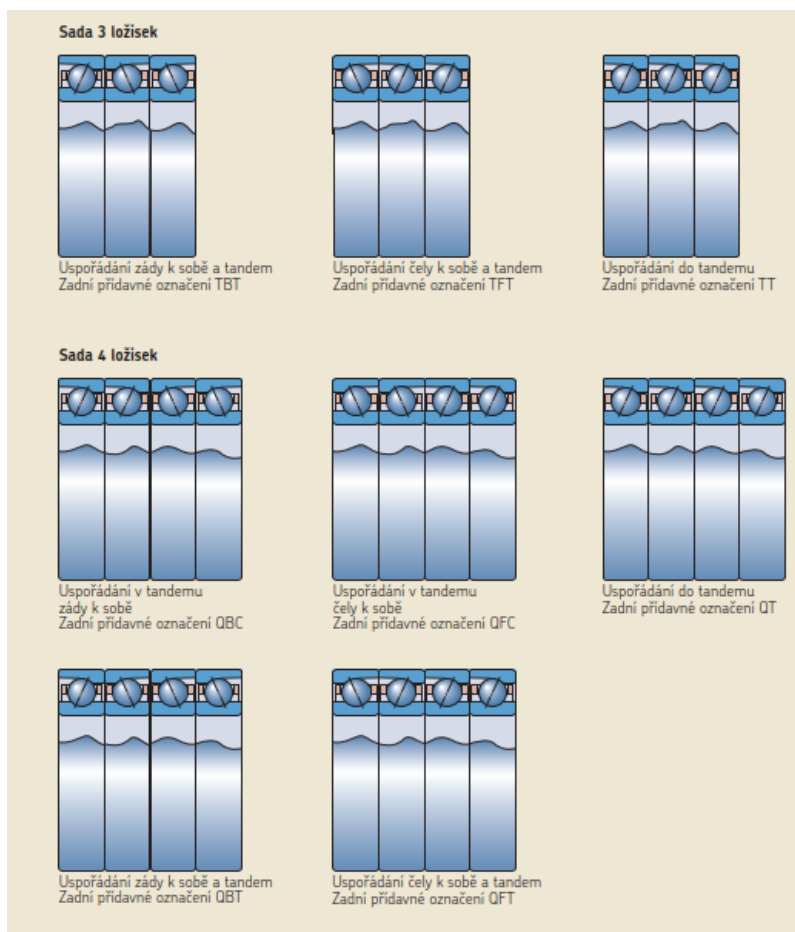


Obr. 13) Příklad uložení vřetene [12]



Obr. 12) Příklad uložení vřetene [12]

Párovatelná ložiska mohou být sestavována v různých kombinacích (větší počet), podle požadovaných vlastností na uložení. Možné kombinace uspořádání jsou na Obr. 14. [12]



Obr. 14) Kombinace uspořádání párovatelných ložisek [12]

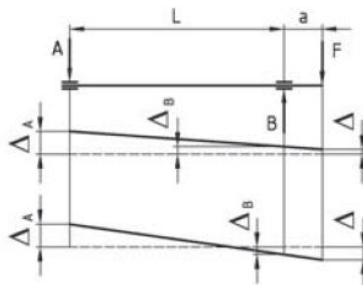
3.1.2 Přesnost chodu vřetena

Měření přesnosti chodu vřetene soustruhu probíhá na ploše předního konce vřetene, které má vliv na přesnost otáčení obrobku (plocha pro umístění lící desky nebo sklíčidla) či nástroje.

Radiální házení

Naměřené výsledné radiálního házení předního konce vřetene je součtem těchto dílčích házení:

- 1) Nepřesnosti otáčení vřetena, kdy osa vřetene mění svou polohu při jednom otočení – házení jednoho nebo obou ložisek
- 2) Nesouososti měřené plochy s osou otáčení
- 3) Neválcovým tvarem měřené plochy



Obr. 15) Vliv házení ložisek na přesnost chodu. [6]

Příčiny uvedené v bodech 2) a 3) jsme schopni ovlivnit zvýšením výrobní tolerance při obrábění. U příčiny pod bodem 1) je nepřesnost otáčení vřetene způsobena házením ložisek.

Radiální házení ložisek ovlivňuje radiální házení předního konce vřetene a je závislé na poměru délky vyložení ramene a ke vzdálenosti ložisek L a na velikosti a směru házení ložisek. Je-li házení hlavního ložiska Δ_B a zadního Δ_A stejného smyslu a směru, platí podle Obr. 15:

$$\frac{\Delta_A - \Delta}{\Delta_B - \Delta} = \frac{l + a}{l} \quad (1)$$

$$\Delta = \Delta_B + \frac{a}{l} \cdot (\Delta_B - \Delta_A) \quad (2)$$

Bude-li vycházet z rovnice 2 $\Delta = 0$, nebude vřeteno na volném konci házet. V praxi nemůžeme s tímto případem počítat. Proto platí pravidlo pro volbu správného uložení vřetene obráběcího stroje. To nám říká:

„Aby radiální házení předního konce vřetena bylo co nejmenší, je třeba zvolit **hlavní ložisko přesnější**, tj. s menším házením než zadní a montovat je tak, aby obě házela v **jedné rovině ve stejném smyslu**. Pro hlavní ložisko se použije valivého ložiska se zvýšenou přesností chodu a pro zadní ložisko se použije ložisko běžné přesnosti. Bude-li házení obou ložisek v jedné rovině opačných smyslů bude výsledné házení na předním konci vřetena největší dle rovnice (2).“ [6]

Axiální házení

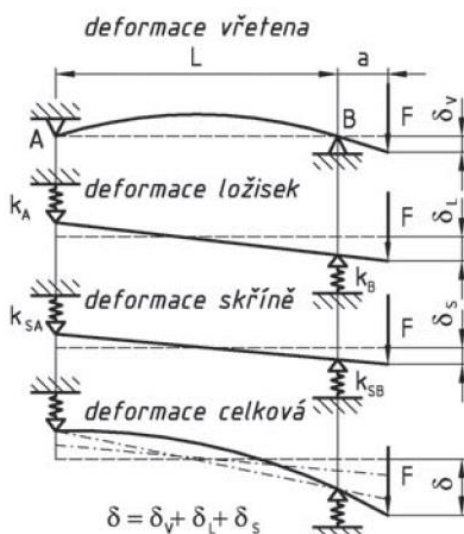
Axiální házení měříme na čelní ploše vřetena a je způsobeno:

- Axiálním házením ložiska
- Nedokonalou kolmostí čelních ploch k ose otáčení.

Axiální házení odstraníme obrobením příslušné plochy po montáži. [6]

3.1.3 Tuhost vřetene a uložení

Tuhost vřetene má velký vliv na přesnost práce a dynamickou stabilitu celého obráběcího stroje. Většinou se hovoří o tuhosti vřetena na jeho předním konci, kde se upevňuje sklíčidlo nebo lící deska soustruhu.



Obr. 16) Deformace vřetena – vliv tuhosti vřetena, ložisek, skříně [6]

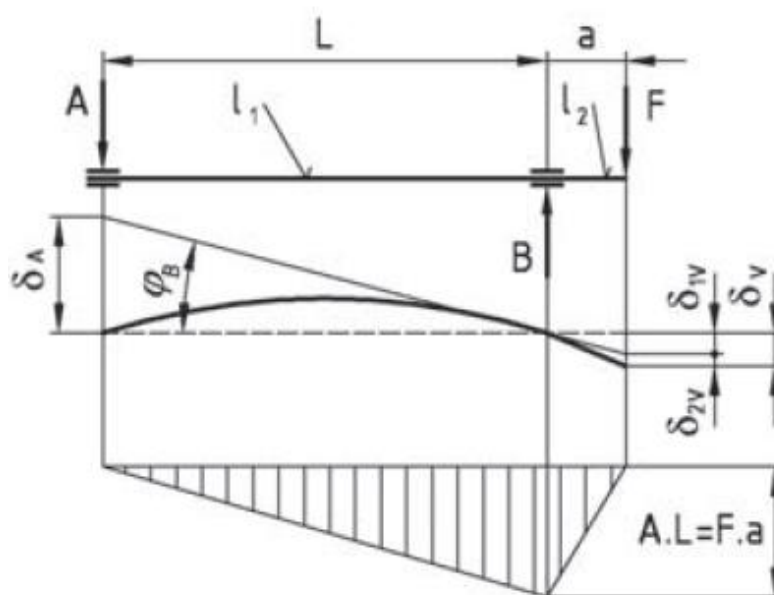
Celková deformace vřetena je dle Obr. 16 součtem dílčích deformací vřetena, ložisek, a skříně. Rovnice 3 udává vztah pro celkovou deformaci vřetena:

$$\delta = \delta_v + \delta_l + \delta_s \quad (3) .$$

Poté můžeme jednotlivé složky deformace matematicky definovat a tyto složky vypočítat. Po sečtení dostaneme výslednou celkovou deformaci vřetene.

Po použití znalosti z pružnosti a pevnosti nám pro deformaci vřetene (Obr. 17) vyjde vztah (4):

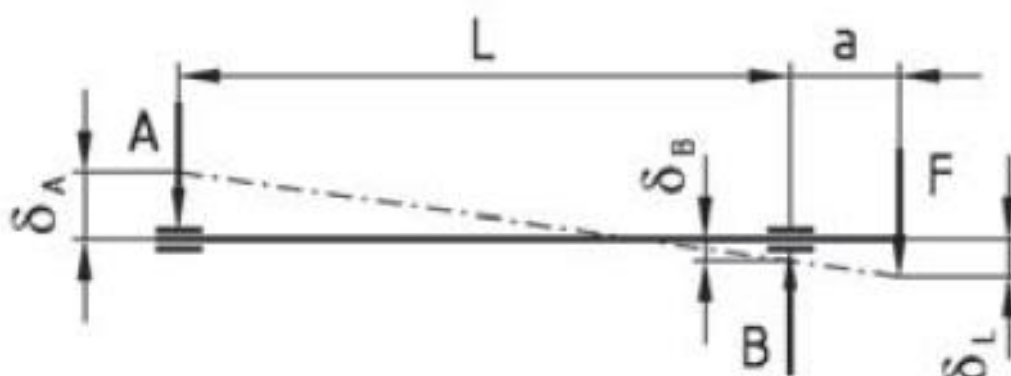
$$\delta_v = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) \quad (4) .$$



Obr. 17) Vliv poddajnosti vřetena [6]

Taktéž pro deformaci uložení (od ložisek) (Obr. 18), pro které známe jejich tuhosti a poddajnosti, použijeme znalosti z pružnosti a pevnosti a dostaneme vztah (5):

$$\delta_l = \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_B + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (5) .$$



Obr. 18) Vliv poddajnosti ložisek [6]

Pro deformaci skříně je možno definovat matematické vyjádření. Vztahy jsou však definovány pro daný konkrétní případ skříně. Proto pro konstrukci vřetene můžeme použít první dvě deformace od vřetena a od ložisek.

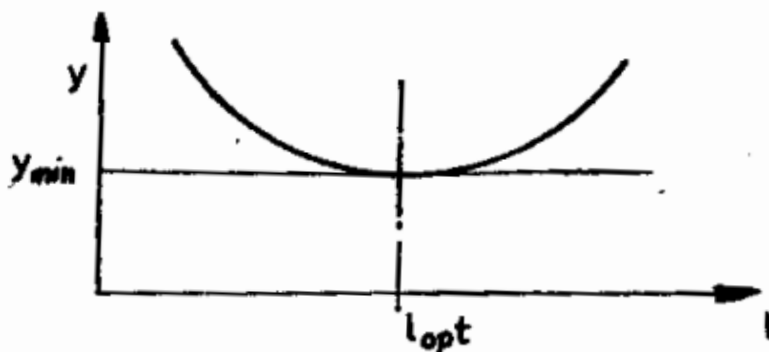
Tedy vztah pro výslednou deformaci po vynechání deformace skříně a dosazení z rovnic (4) a (5) má rovnice (3) tvar:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_B + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (6)$$

Z výrazu 7 vyplývá, že pro δ_v se deformace vřetene zmenšuje se zmenšující se vzdáleností ložisek. Pro δ_l platí pravý opak oproti δ_v . Je tedy zřejmé, že pro každé uložení vřetena existuje určitá vzdálenost ložisek l_0 , které bude příslušet nejmenší celková deformace na konci vřetena. Tuto vzdálenost zjistíme stanovením minima funkce $y = f(l)$, Obr. 19.

Po stanovení přechozích vztahů je možné odvodit, že pro kvalitu vřetena má největší váhu působení vnějšího zatížení F a vyložení předního konce vřetena a a tyto parametry:

- Vzdálenost mezi ložisky (stanovení l_0)
- Tuhost vřetene (J_1, J_2)
- Poddajnost uložení (C_A, C_B) – co nejmenší poddajnost hlavního ložiska (C_B)



Obr. 19) Optimální vzdálenost ložisek [6]

3.1.4 Mazání vřetene

Hlavním důvodem mazání vřetenových ložisek je snížení koeficientu tření, díky čemuž se zvýší životnost ložisek a sníží se riziko poruch vlivem mechanického poškození při vysokých otáčkách. Hloubka mazacího filmu závisí na:

- Mezních frekvencích otáčení vřetena
- Provozní teplotě
- Viskozitě použitého maziva (olej, plastické mazivo) [7]

Dále se u maziva hodnotí kromě hloubky filmu, také trvanlivost zvoleného maziva. [7]

Mezi hlavní funkce maziva patří:

- Vytváření stálého mazacího filmu mezi třecími povrchy
- Zajištění odvodu tepla
- Ochrana povrchu ložiska proti korozi

d) Zabránění vnikání cizích částí (nečistot) do ložiska [13]

Při provozu vřetena dochází při mazání ložisek k následujícím režimům mazání:

- Hydrodynamický režim mazání (HD)
- Elastohydrodynamický režim mazání (EHD)
- Mezní režim mazání [7]

Volba vhodného systému mazání pro uložení vřetenových ložisek závisí na provozních podmínkách vřetene. Pro vytvoření dostačujícího mazacího filmu mezi valivými tělesy a oběžnými dráhami postačuje malé množství maziva. Nejrozšířenějším druhem mazání ložisek vřetene je v poslední době mazání pomocí plastického maziva. Při velmi vysokých otáčkách vřetene a při požadavku na odvádění tepla z uložení ložiskových uzlů se doporučuje používat mazání olejem. Porovnání metod mazání vřetenových ložisek viz Tab. 3. [12]

Tab. 3) Porovnání metod mazání vřetenových ložisek [7]

Metoda mazání	Výhody	Nevýhody
Plastické mazivo	Jednoduchá realizace mazání Univerzální použití	Nižší otáčky Neodvádí teplo Plastické mazivo má menší trvanlivost než olej
Olejová mlha	Žádné zhoršení trvanlivosti maziva Do prostoru ložisek se nedostane voda (olejová mlha ji vytlačí)	Znečištění okolí Množství oleje závisí na teplotě a viskozitě maziva
Olej – tryska	Stabilní teplota ložiska Do prostoru ložisek se nedostane voda	Vysoký třecí moment Vyšší cena Průsaky oleje při vertikálním ustavení
Olej – vzduch	Je enviromentální Do prostoru ložisek se nedostane voda Žádné zhoršení trvanlivosti maziva Stabilní teplota ložiska Nízké generování tepla z přebytku maziva	Vysoká cena Těžké určení množství oleje
Olejová lázeň	Stabilní teplota ložiska Nejjednodušší způsob mazání Do prostoru ložisek se nedostane voda	Vysoký třecí moment při vysokých otáčkách Vyšší cena Průsaky oleje při vertikálním ustavení

Mazání plastickým mazivem

Plastické mazivo se používá pro mazání uložení s velkým rozsahem otáček. Při využití mazání plastickým mazivem se podstatně zjednoduší konstrukce uložení ložisek vřetene, protože plastické mazivo jde lépe udržet v ložisku než olej. Další výhodou plastického maziva je těsnost uložení proti vniknutí pevných i kapalných nečistot. [12]

Plastické mazivo je složeno z 90% z minerálního nebo ropného oleje a zbylých 10% je tvořeno zahušťovadlem. Zahušťovadel je několik druhů a každé se hodí na jinou aplikaci a jiný typ ložiska. Zahušťovadla jsou většinou na bázi vápníku, sodíku, lithia. [7]

Při volbě správného plastického maziva dbáme na předpokládané provozní podmínky. Podle katalogu od firmy SKF se zohledňují 4 kroky pro výběr plastického maziva.

- **Třída konzistence**

Plastická maziva jsou rozdělena do několika tříd konzistence podle klasifikace NLGI (National Lubricating Grease Institute). Tuhým mazivům jsou přidělovány vysoké třídy konzistence a měkká maziva mají nízké třídy konzistence. Pro ložiskové uložení jsou doporučovány tři třídy konzistence NLGI 2, NLGI 1, NLGI 3. [12]

- **Stanovení viskozity základní olejové složky**

Stanovení viskozity olejové složky se řídí podle diagramů založených na elasticko-hydrodynamické teorii mazání (EHL). Pro použití těchto diagramů pro plastické mazivo se musí výsledná viskozita stanovená pro teploty 40°C následně upravit.

- **Ověření podmínek pro EP přísady (Extreme Pressure)**

Pokud při provozu vřetene dochází k velkému zatížení ($P > 0,15C$), rázovému zatížení, nízkým otáčkám, častému spouštění a zastavení během pracovního cyklu, je příhodné použít mazivo s přísadami EP v rámci rozsahu provozních teplot daného maziva.

- **Další požadavky dle provozních podmínek**

Jedná se hlavně o méně časté podmínky jako odolnost maziva proti vodě (použití vápenatého zahušťovadla místo lithiového zahušťovadla) nebo vyšší odolnost proti korozi či použití maziva s vysokou mechanickou stabilitou při vysokých vibracích. Můžou se vyskytnout i další specifické požadavky na vlastnosti plastického maziva.

Dalším důležitým faktorem pro výběr správného maziva je vypočítání životnosti (trvanlivosti) plastického maziva a požadované množství maziva pro vytvoření mazacího filmu.

Mazání olejem

Mazní olej je využíváno tam, kde vznikají vysoké otáčky a je zapotřebí odvádět vygenerované teplo z ložiskových uzlů. Oproti plastickému mazivu není zapotřebí použití velkého množství oleje. [7]

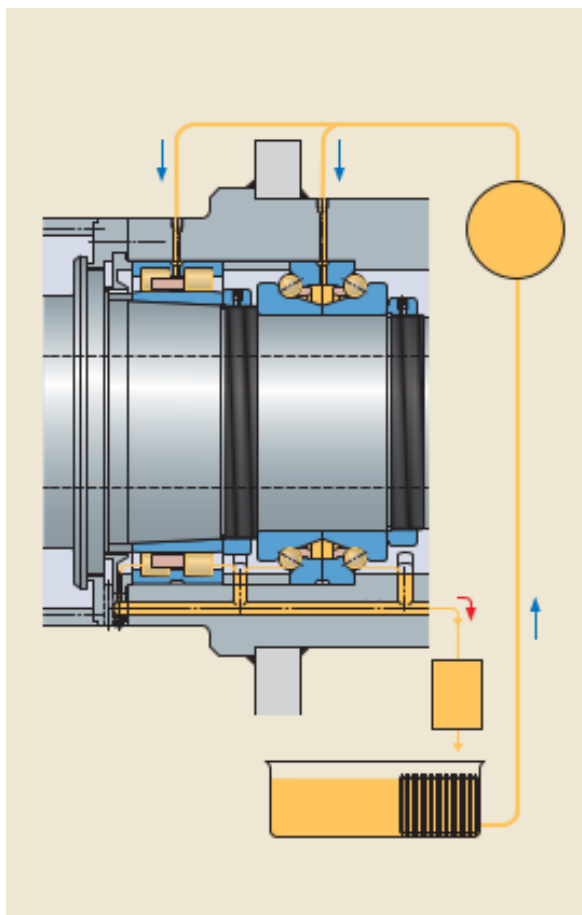
Způsoby mazání olejem:

a) Olejová lázeň

Olej je volně unášen rotujícími částmi ložiska, kde dochází k rozptýlení oleje v ložisku a poté se vrací zpátky do jímky. V klidovém stavu ložisek by měla hladina oleje dosahovat ke středu nejnižšího valivého tělíska. Tento způsob mazání je vhodný pro nízké otáčky vřetena. [12]

b) Mazání s nuceným oběhem oleje

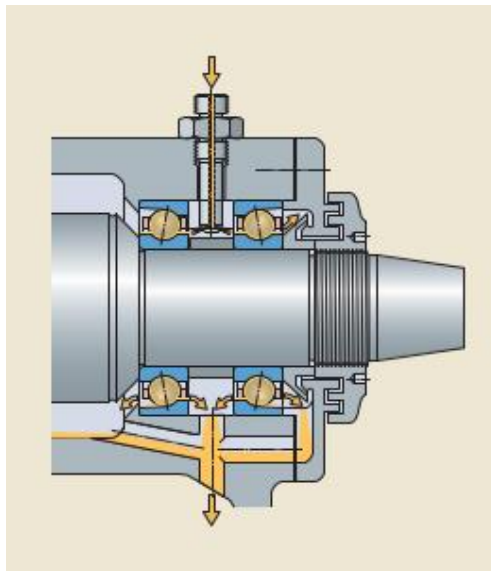
Tento způsob mazání se nejběžněji používá při vysokých otáčkách, kde dochází k ohřevu vlivem tření. Ložiska jsou umístěna do uzavřeného hydraulického systému, kde je olej přiváděn k ložiskům pod tlakem, které vygeneruje čerpadlo. Olej je po vytečení z ložiska navrácen do nádrže, kde je přefiltrován od nečistot a ochlazen, jak je znázorněno na Obr. 20. Množství přiváděného oleje k ložiskům udávají výrobci ložisek v doporučení průtoků pro dané velikosti ložisek. [12]



Obr. 20) Mazání ložiska s nuceným oběhem oleje [12]

c) Mazání vstřikovaným olejem

Tato metoda mazání je vylepšenou variantou mazání s nuceným oběhem. Zde je olej přiváděn pod vysokým tlakem ze strany ložiska, jak je naznačeno na Obr. 21. Tlak musí být dostatečně vysoký, aby olej pronikl do rotujícího ložiska. Při použití trysky jsme schopni dodávat olej v dostatečném množství, aby nedocházelo k zbytečnému zvyšování teploty při velkém množství oleje. [12]



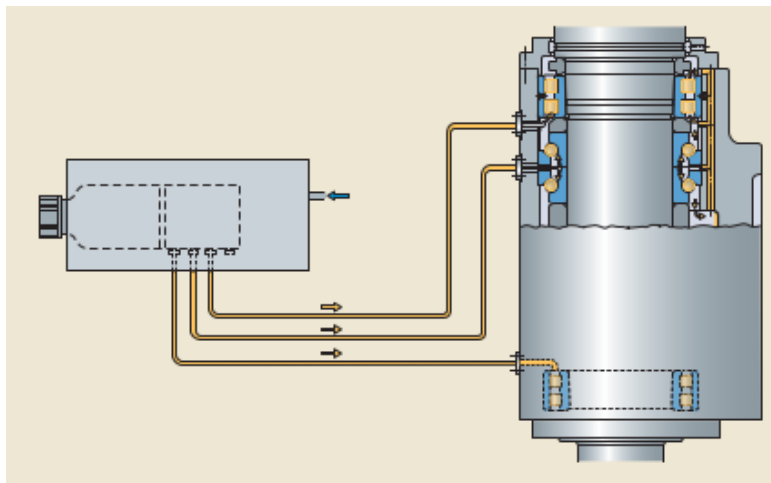
Obr. 21) Mazání vstřikováním oleje [12]

d) Mazání olejovou mlhou

Olejová mlha je směs vzduchu a kapek oleje o velikosti až $5\mu m$. Poměr oleje a vzduchu v mlze je většinou 1:200 000. Takto připravená směs vzduchu a oleje je dopravována k ložiskům pod tlakem $0,005 MPa$.

e) Mazání olej-vzduch

Metoda mazání olej-vzduch využívá stlačený vzduch k dopravě přesně stanoveného množství oleje v daných časových intervalech k ložisku pomocí trysek. Schéma mazání olej-vzduch je na Obr. 22. [12]



Obr. 22) Schéma mazání olej-vzduch [12]

Stlačený vzduch je v tomto systému používán k dopravě oleje a taktéž ochlazuje ložisko. Dále stlačený vzduch plní také ochrannou funkci, kdy přiváděný stlačený vzduch vytváří v ložisku přetlak a zabráňuje vnikání nečistot do ložiska. [12]

3.1.5 Těsnění vřetene

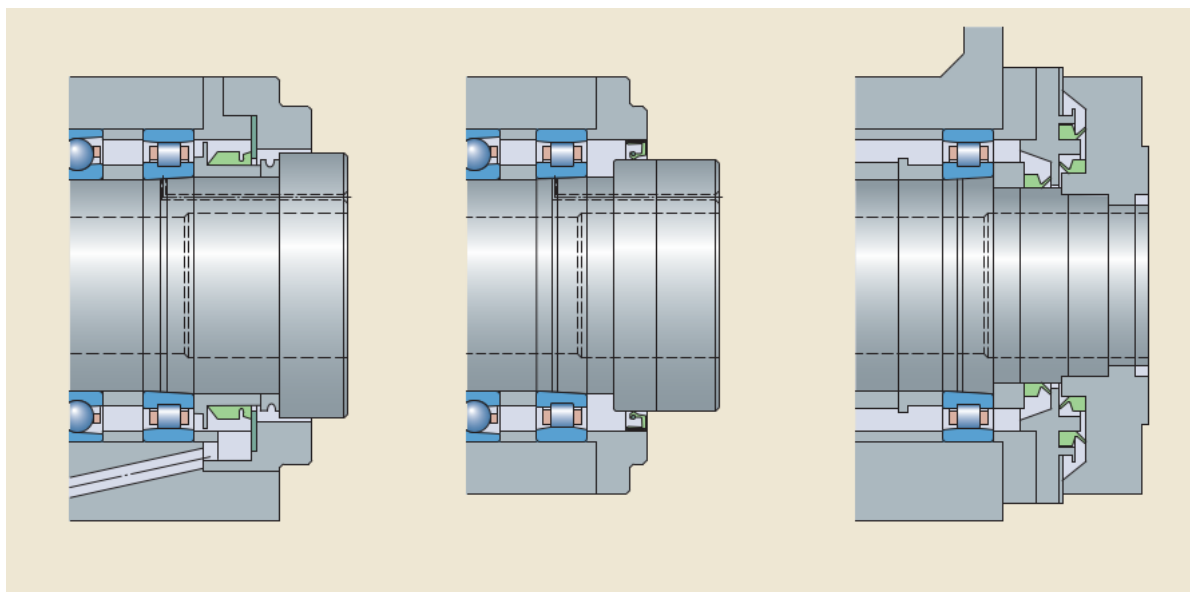
Vřetenová ložiska musí být dostatečně zabezpečena proti vniknutí nečistot (řezná kapalina, kovové piliny), které mohou způsobit mechanické poškození ložiska nebo znehodnocení maziva. Současně musí zamezit úniku maziva mimo vnitřní prostor vřetene. Druhy těsnění vřetenových ložisek jsou znázorněny na Obr. 23. [7]



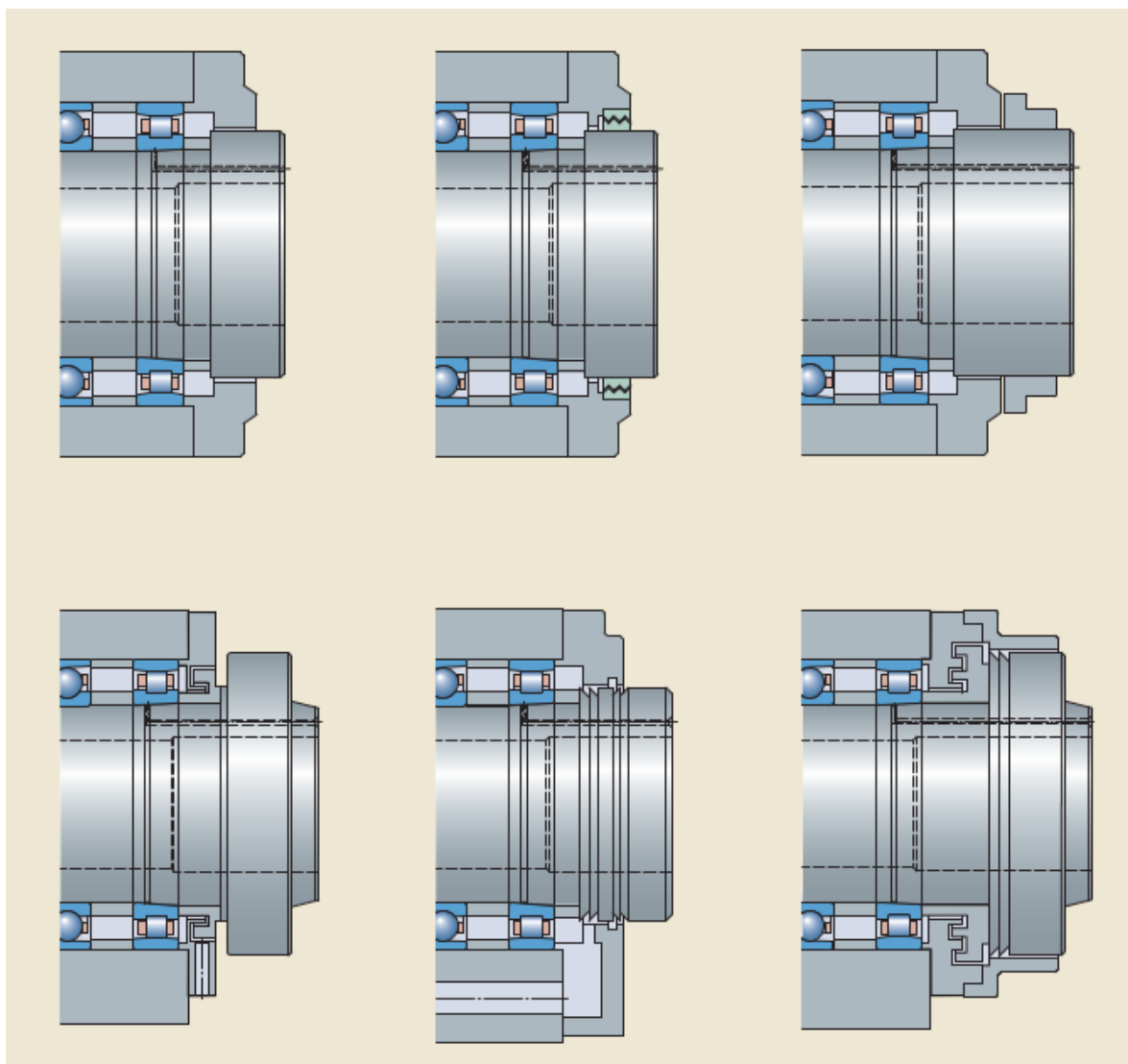
Obr. 23) Druhy těsnění [7]

Kontaktní těsnění jsou velmi spolehlivá. Ale díky tření mezi břitem těsnění a těsnící plochou může při vyšších otáčkách ($A \geq 200\,000\text{ mm/min}$) docházet ke vzniku tepla. Proto je doporučeno používat kontaktní těsnění pro nižší otáčky. Příklady kontaktního těsnění jsou vyobrazeny na Obr. 24. [12]

Bezkontaktní těsnění je spolehlivější než kontaktní těsnění a je velmi účinné i při vysokých otáčkách. Je ale prostorově objemnější a náročnější na výrobu. Při použití stlačeného vzduchu směřovaného do těsnícího labyrintu je zaručena odolnost proti vniknutí nečistot do ložiska. Dobrý dopad na kvalitu těsnění má použití víceúrovňového labyrintu a umístění „V“ drážky na hřídeli. Mezi vřetenem a bezkontaktním těsněním bývá vůle v rozmezí $0,1 \div 0,2\text{ mm}$. V labyrintovém těsnění musí být u každého stupně zavedeny odtokové otvory. Příklady bezkontaktních těsnění jsou vyobrazeny na Obr. 25. [7]



Obr. 24) Příklady kontaktního těsnění [12]



Obr. 25) Příklady bezkontaktního těsnění [12]

3.1.6 Pracovní konec vřetene soustruhu

Přední konec vřetena, který vyčnívá ze skříně, musí být vhodně upraven pro upnutí sklíčidla. Pro soustruhy jsou rozměry předního konce vřetena normalizovány podle normy ISO 702, aby bylo zabezpečeno optimální uchycení obrobku. Norma ISO 702 udává tři druhy zakončení předního konce vřetene (Obr. 26). Každé z těchto druhů zakončení má určitou škálu přípojovacích rozměrů podle závislosti na provozních podmínkách. Na tyto konce se následně připevňují sklíčidla či lícní desky pro upnutí obrobku. [7]



a) ISO 702/I
(DIN 55026)



b) ISO 702/II
(DIN 55029)



c) ISO 702/III
(DIN 55022/55027)

Obr. 26) Pracovní konce vřetene dle normy ISO 702 [14]

3.1.7 Brzda vřetene

Brzda na vřeteni se požaduje hlavně kvůli bezpečnostnímu hledisku, kdy požadujeme, aby se vřeteno zastavilo při přerušení dodávky elektrického proudu či při otevření ochranného krytu pracovního prostoru.

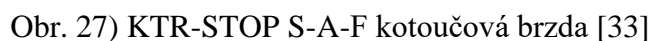
Pokud je na vřeteni zabudovaná brzda, můžeme brzdu použít i pro polohování osy C, kdy brzda zajistí pevnou polohu obrobku a nemusíme obrobek brzdit pomocí pohonu osy C.

Využitím brzd vřetene tlumíme i ekologické dopady, tj. úspora elektrické energie z pohonu vřetene, nebo využití rekuperace při přepnutí motoru do generátorového módu, kde energii z brzdného výkonu vracíme zpět do elektrické sítě. [15]

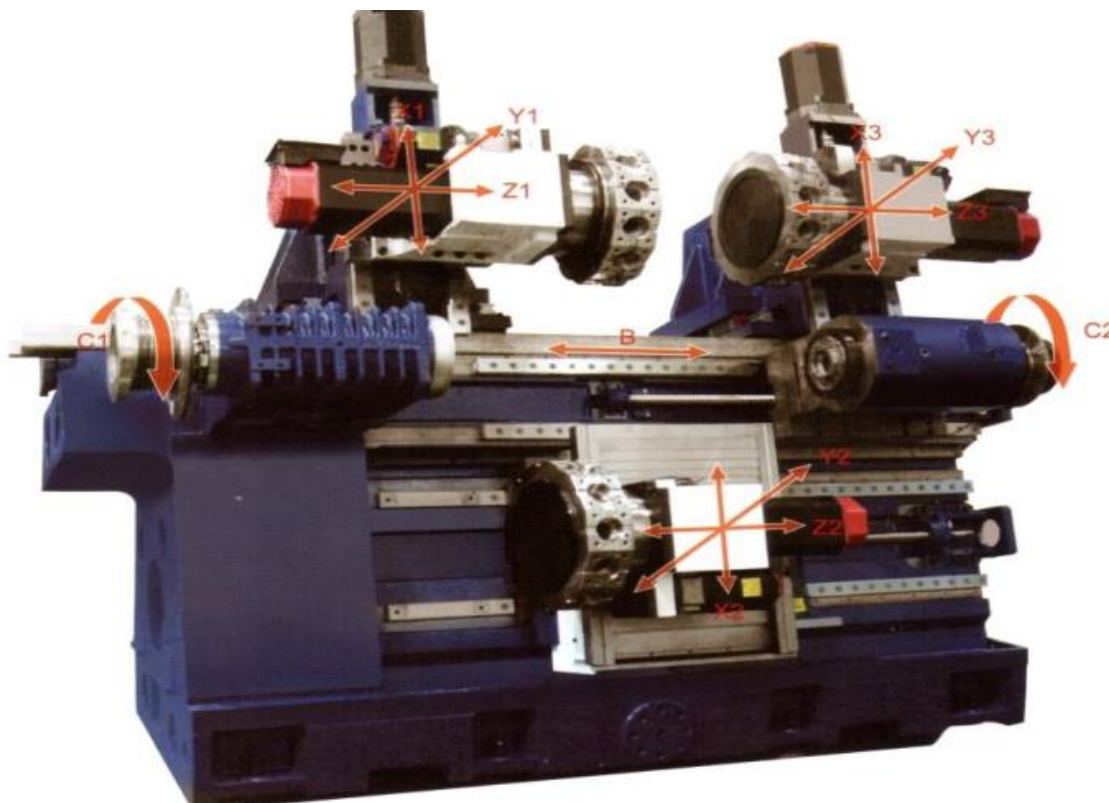
K brždění vřetene můžeme použít několik druhů brzdových zařízení, např. bubnovou nebo kotoučovou. V nejvíce případech se však používá kotoučová brzda. (Obr. 27) [15]

Kotoučová brzda

Kotoučová brzda se na vřeteni používá kvůli pevné a jednoduché konstrukci. Brzdový kotouč se umísťuje na zadním konci vřetene mimo skříň vřetene, aby brzda mohla být chlazena vzduchem, a tím nedocházelo k dalšímu zdroji ohřevu skříně vřetene. Brzda se též dá umístit na řemenici vřetene, pokud je použit řemenový převod. Nemusíme pak řešit další přenos kroutícího momentu. [15]



Rozšířením vřetene soustruhu o možnost polohování C-osy získáme možnost provádět další třískové operace na soustruhu. Typy rozšířených operací jsou zmíněny již kapitole 2.1. K těmto dalším operacím je nutno zajistit potřebné pohyby nástrojů pro daný typ třískového obrábění samostatným pohonem nástrojů v osách X, Y, Z (Obr. 28).



41

3.2.1 Pohony C-osy

Rozdělení pohonu C-osy je stejné jako u pohonů vřetene (kap. 2.4). Dělíme je na přímé a nepřímé pohony. Největší důraz při výběru pohonu C-osy je kladen na točivý moment vřetene. Pohony pro režim C-osy bývají používány s převodovkou, kde díky vhodnému převodu můžeme přenášet velký točivý moment a můžeme si dovolit rozměrově menší motor. Ten musí být schopen zachytit řezné podmínky při jiném třískovém obrábění, než je soustružení. Při vybavení vřetene brzdou můžeme tyto řezné síly zachytávat pomocí brzdy a nebude se tolik zatěžovat pohon C-osy. Požadavky na pohony C-osy jsou uvedené v Tab.1.

Rychlost otáčení C-osy nebývá větší než 100 min^{-1} . [15]

Přímý pohon

Přímý pohon C-osy je realizován pomocí vestavěného elektromotoru ve vřetenu. Při návrhu elektromotoru se musí dbát na to, aby motor zvládl přenášet velký krouticí moment při malých otáčkách dle požadavků prováděných operací. Velkou výhodou přímého pohonu je velká tuhost, odstranění velkých setrvačných sil od převodových systémů, kompaktní provedení. Nevýhodou je nutnost chlazení a vyšší pořizovací cena. [15]

Nepřímý pohon

Nepřímým pohonem rozumíme umístění motoru mimo osu stroje a vložení převodového mechanismu mezi vřeteno a motor. Nejčastěji bývají používány řemenové převody a převody ozubenými koly. Jako převodový mechanismus lze použít i šnekový převod. Převodové mechanismy musí mít přesný převodový poměr (velká přesnost – vyšší cena) a co nejmenší vůli mezi tělesy převodu, abychom mohli dosáhnout přesného řízení při reverzačním chodu. [15]

U konstrukce nepřímého pohonu se musí dbát i na mechanismus odpojení převodu při ukončení obrábění jinými metodami než soustružením, aby nedošlo k poškození motoru pohonu C-osy od vysokých otáček klasického soustružení, které jsou několikrát vyšší než otáčky polohování C-osy.

Výhody nepřímého pohonu: [15]

- Umístění motoru mimo osu stroje
- Chlazení vzduchem
- Snadnější zabudování do stroje
- Nižší pořizovací cena motoru

Nevýhody nepřímého pohonu: [15]

- Nutné kompenzace převodových vůlí
- Ztráty účinnosti od převodu
- Odpojovací mechanismus převodů
- Zhoršení dynamických vlastností
- Opotřebení součástí z převodů (vznik vůlí, opotřebení řemene)

3.2.2 Odměřování polohy vřetene

Další důležitou součástí pro funkčnost C-osy je snímač polohy natočení (pro správné a přesné obrobení obrobku jinými způsoby obrábění kromě soustružení). Snímače polohy jsou zařízení, která jsou citlivá na vibrace, mechanická namáhání, teplotní dilataci či znečištění. Tyto

vlivy zhoršují rozlišovací schopnost snímačů. Musíme proto působení těchto vlivů eliminovat ochrannými kryty či vhodným umístěním snímače na pozorovaném objektu nebo dostatečnou izolací připojení snímače ke stroji proti přenosu vibrací na snímač.

Snímače můžeme rozdělit podle způsobu odměřování na: [16]

- Přímé
- Nepřímé

Dále můžeme dělit podle způsobu přenosu signálu na: [16]

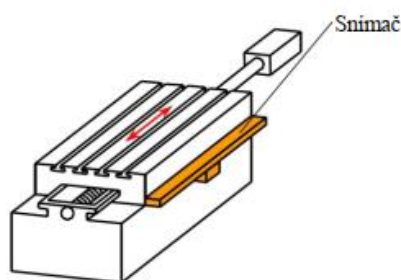
- Analogové
- Digitální

Další rozdělení snímačů je podle fyzikálního principu měření: [16]

- Indukční
- Optické
- Magnetické

Přímé odměřování

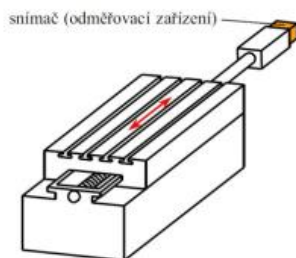
Měřidlo polohy je umístěno přímo na pozorovaném pohybujícím se objektu (Obr. 29). Přímé měření má velkou přesnost měření a používá se hlavně u strojů, které požadují přesné odměřování. Tento druh snímače je ale konstrukčně náročnější a se zvyšujícím se rozsahem měření je cena snímače vysoká. [16]



Obr. 29) Schéma přímého odměřování [16]

Nepřímé odměřování

U nepřímého odměřování se poloha objektu přepočítává z jiné měřené hodnoty (ujetá vzdálenost stolu se vypočítá podle počtu otáček kuličkového šroubu) (Obr. 30). Výhodou tohoto odměřování je jeho konstrukční jednoduchost, a tím i nižší pořizovací náklady než u přímého odměřování. Nevýhodou je nepřesnost měření kvůli teplotní roztažnosti mechanismu, vzniklé vůle převodových mechanismů atd. [16]



Obr. 30) Schéma nepřímého odměřování [16]

Přírůstkové (inkrementální) odměřování

Řídicímu systému jsou dodávány informace o poloze ve formě impulsů, které se počítají od referenčního (počátečního) bodu. Proto se musí při každém zapnutí najet s polohovadlem (stůl, nástroj, atd) do referenčního bodu, pro přesné a věrohodné měření. [16]

Cyklický absolutní odměřování

U cyklického odměřování se poloha měří podle bodů, které mají danou přesnou polohu v rámci referenčního bodu. Výhoda tohoto měření oproti přírůstkovému je, že se při zapnutí stroje nemusí najíždět do referenční polohy. U cyklického odměřování stroj při zapnutí zná hned svou přesnou polohu, což umožňuje zrychlení manipulačního času při vkládání obrobku, či seřízení stroje po zapnutí [16]

3.3 Průzkum vřeten na trhu

V této kapitole je zaměřena pozornost na dostupnost vřeten soustruhu na současném trhu. Ve výběru produktů (vřeten) se braly ty produkty, které splňovali hlavní požadavky této práce. Požadavkem bylo, aby vřetena měla výkon kolem 20 kW a maximální otáčky vřetene kolem 5000 min^{-1} .

3.3.1 Vřeteno ST Series 5000rpm

První vřeteno pro soustruhy, které vyhovuje parametrům zadání diplomové práce, je vřeteno od americké firmy Haas. Toto vřeteno je určeno pro řadu stroje ST-20/Y (také od firmy Haas) (Obr. 31) a má větší otáčky než původní vestavěné vřeteno. V Tab. 4 jsou uvedeny parametry vřetene. [17]



Obr. 31) Soustruh Haas ST-20Y [17]

Tab. 4) Parametry vřetene [17]

Vřeteno ST Series 5000rpm	
Výkon motoru:	22 kW
Maximální otáčky:	5000 min^{-1}
Druh pohonu:	Nepřímý pohon – řemenový převod
Typ pracovního konce:	A2-6

3.3.2 Vřeteno soustruhu HYUNDAI WIA SE200MA

Další ukázka vřetene je od korejské firmy HYUNDAI WIA. Řez vřetena soustruhu je zobrazen na Obr. 32. U tohoto soustruhu má vřeteno nižší výkon, než je zadání diplomové práce. Další parametr je však vyšší, než požadovalo zadání diplomové práce, viz Tab. 5. [18]



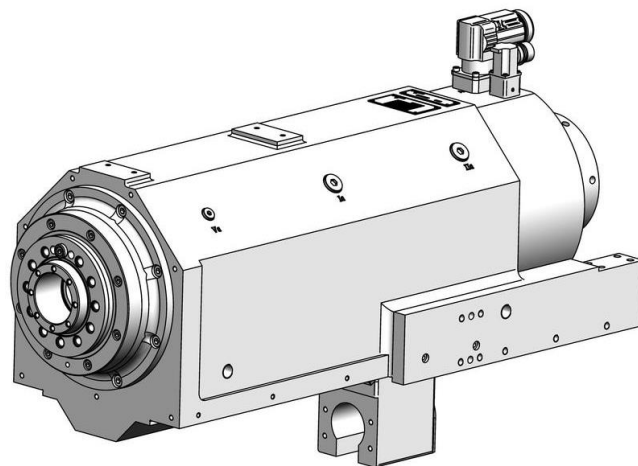
Obr. 32) Vřeteno soustruhu SE200MA [18]

Tab. 5) Parametry vřetene [18]

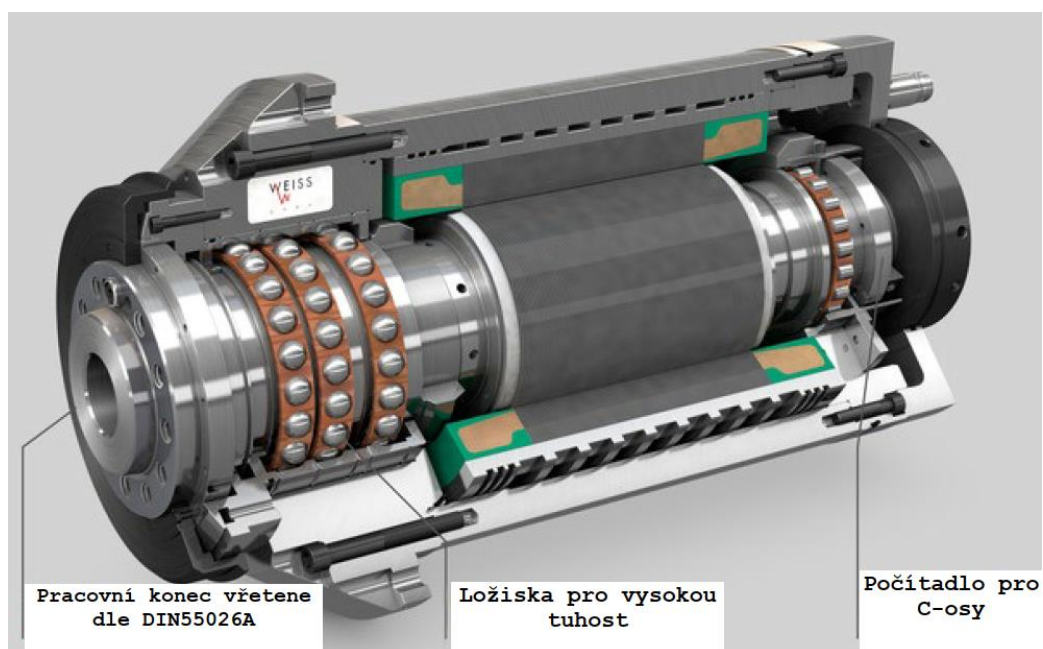
Vřeteno soustruhu SE200MA	
Výkon motoru:	15 kW
Maximální otáčky:	6000 min ⁻¹
Druh pohonu:	Nepřímý pohon – řemenový převod
Maximální krouticí moment:	92,5 Nm

3.3.3 Vřeteno WEISS gmbh D300BH

Další vřeteno je od německé firmy WEISS, která je dceřinou společností firmy Siemens. Firma WEISS se zaměřuje na výrobu vřeten s velkou přesností. Vybrané vřeteno je poháněno vestavěným elektromotorem ve skříni vřetene. Parametry vřetene jsou uvedeny v Tab. 6. Na Obr. 34 je vyobrazena skříň vřetene a na Obr. 33 je zobrazený řez elektrovřetenem. [19]



Obr. 34) Vřeteno D300BH [19]



Obr. 33) Řez elektrovřetene [19]

Tab. 6) Parametry vřetene [19]

Vřeteno D300BH	
Výkon motoru:	23 kW
Maximální otáčky:	7000 min ⁻¹
Druh pohonu:	Přímý pohon – elektrovřeteno
Maximální kroutící moment:	129,2 Nm
Mazání ložiska:	Plastické mazivo

3.3.4 Vřeteno LMS-A2-6

Poslední ukázkou je vřeteno od japonské firmy POSA MACHINERY, která se specializuje na výrobu přesných vřeten. V nabídce firmy nejvíce vyhovuje parametrům zadání diplomové práce vřeteno poháněné vestavěným elektromotorem. Ložiska vřetene jsou mazána pomocí oleje, což zjednodušuje způsob mazacích intervalů a zároveň olejem též provádíme chlazení skříně vřetene. (Obr. 35). Parametry vřetene jsou uvedeny v Tab. 7. [20]



Obr. 35) Vřeteno LMS-A2-6 [20]

Tab. 7) Parametry vřetene [20]

Vřeteno D300BH	
Výkon motoru:	30 kW
Maximální otáčky:	4500 min ⁻¹
Druh pohonu:	Přímý pohon – elektrovřeteno
Mazání ložiska	olej

4 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍLE PRÁCE

Cílem diplomové práce je návrh vřeteníku obráběcího soustružnického centra s maximálním výkonem 20 kW a maximálními otáčkami 5000 min^{-1} . Návrh vřeteníku se dále opírá o poznatky uvedené z rešeršní části diplomové práce a o porovnání dostupných vřeten na trhu. Součástí návrhu bude vypracování alespoň tří koncepčních řešení. U zvoleného řešení budou vypracovány pevnostní výpočty pomocí MKP a výpočet vlastních frekvencí vřetene. Zbývající parametry vřeteníku budou součástí řešení vybraného konstrukčního řešení.

- Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky
- Návrh variant řešení a zdůvodnění výběru konkrétního řešení
- Konstrukční návrh zvolené varianty – 3D model
- Výpočtová zpráva
- Výkresová dokumentace vybraných uzlů
- Závěr a doporučení pro praxi

5 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

V rámci této kapitoly budou vypracovány alespoň tři návrhy konstrukce vřetene soustruhu s ovládanou C-osou. Vřetena budou splňovat zadané parametry této diplomové práce. Návrhy budou vycházet z poznatků získaných v rešeršní části diplomové práce. Bude přihlíženo k tomu, aby byly tyto návrhy cenově a kvalitně konkurence schopné.

Výběr optimální varianty konstrukčního řešení bude provedeno podle multikriteriální analýzy variant, která přehledně zohledňuje velké množství kritérií.

5.1 První koncepční návrh

U prvního návrhu konstrukce vřetene je užito přímého náhonu elektromotorem, který je situován mimo skříň vřetene a osa motoru je shodná s osou vřetene. Motor je připojen k vřetenu pomocí spojky, což umožňuje jednodušší konstrukci chladicího systému. Pro polohování C-osy je v této variantě využíván pohon vřetene.

5.2 Druhý koncepční návrh

Jako pohon u druhé varianty je použit nepřímý pohon s řemenovým převodem a jako pohon C-osy je použit přímý pohon. Pohon C-osy je zabudovaný v tělese vřetene, který je při klasickém soustružení odpojen.

5.3 Třetí koncepční návrh

Třetí varianta je podobná druhé variantě co se týče hlavního pohonu vřetene. Změna spočívá v realizaci pohonu C-osy. Jako pohon C-osy je použit nepřímý pohon s ozubeným převodem. Odpojení a připojení pohonu C-osy je realizováno pomocí vícestupňové převodovky.

5.4 Čtvrtý koncepční návrh

Čtvrtá varianta má hlavní pohon vřetene stejný jako druhá a třetí varianta. Jako pohon C-osy je použit nepřímý pohon s řemenovým převodem. Převod je realizován skrze ozubený řemen. Odpojení a připojení pohonu C-osy je realizováno pomocí posunutí servomotoru z pracovní pozice.

5.5 Multikriteriální analýza

Při využití multikriteriální analýzy je v prvním kroku nutno stanovit potřebná kritéria a přiřadit jim váhu kritéria, viz Tab. 8. V druhém kroku pak přiřazujeme bodové hodnocení jednotlivým kritériím a sčítáme body k jednotlivým variantám řešení, viz Tab. 9.

Tab. 8) Kritéria hodnocení

Kritérium	Váha kritéria	Bodové hodnocení		
		2 body	1 bod	0 bodů
Výkon	10	Vysoká	Střední	Nízká
Maximální otáčky	10	Vysoké	Střední	Nízké
Přesnost polohování	9	Vysoká	Střední	Nízká
Výrobní náročnost	9	Vysoká	Střední	Nízká
Náklady na výrobu	5	Nízké	Střední	Vysoké
Tuhost polohování	8	Vysoká	Střední	Nízká
Namáhání ložisek	6	Nízké	Střední	Velké
Zdroje tepla	6	Malé	Střední	Velké
Složitost servisních zásahů	5	Malé	Střední	Velké
Rozměry zástavby	5	Malé	Střední	Velké
Hlučnost	4	Malá	Střední	Velká

Tab. 9) Vyhodnocení analýzy

Kritérium	Váha kritéria	Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3		Varianta 4	
		body	součin	body	součin	body	součin	body	součin
Výkon	10	1	10	2	20	2	20	2	20
Maximální otáčky	10	2	20	1	10	1	10	1	10
Přesnost polohování	9	1	9	1	9	2	18	2	18
Výrobní náročnost	9	2	18	1	9	1	9	0	0
Náklady na výrobu	5	0	0	1	5	1	5	2	10
Tuhost polohování	8	2	16	2	16	2	16	2	16
Namáhání ložisek	6	1	6	2	12	2	12	2	12
Zdroje tepla	6	0	0	2	12	2	12	2	12
Složitost servisních zásahů	5	0	0	2	10	2	10	2	10
Rozměry zástavby	5	2	10	1	5	1	5	0	0
Hlučnost	4	2	8	1	4	1	4	1	4
Celkový součet			97		112		121		112

Z analýzy vyplývá, že nejlepší vychází varianta č.3 s nepřímým pohonem vřetene s řemenovým převodem a nepřímým pohonem C-osy za použití ozubeného převodu. Pro tuto variantu bude vypracován výpočet a detailní konstrukční řešení dle zadání diplomové práce.

6 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Prvním krokem při návrhu je stanovení řezných podmínek a výpočet potřebných parametrů dle zadání a zjištění reakčních sil, které působí na vřeteno. Z těchto reakčních sil poté můžeme vybrat vhodné uložení ložisek a vybrat vhodný motor pro pohon a vypočítat další parametry (životnost, deformace atd.).

Výpočty vřeteníku budou prováděny pomocí programu Mathcad Prime 5.

6.1 Stanovení řezných podmínek

Pro stanovení řezných podmínek se musí stanovit typ operací, které se budou na vřetenu provádět (jedná se o vřeteno pro obrábění velkých průměrů obrobku), které se stanoví z následujících výpočtů. Obráběný materiál bude vysoce legovaná ocel. Dále se musí pro výpočet vřetene stanovit typ soustružnické operace, viz Tab. 10.

Tab. 10) Parametry obrábění

Výkon	20 kW
Maximální otáčky	5000 min ⁻¹
Materiál obrobku	X100CrMo13
Typ operace	Dokončování
Délka obrábění	$l_{ob} = 150 \text{ mm}$
Modu pružnosti	$E = 210 \text{ GPa}$

Dle výše stanovených parametrů je potřeba zvolit vhodný obráběcí nástroj. Pro stanovený typ obrábění bude použita břitová destička, která je vybrána podle zadaného materiálu a zadaného způsobu obrábění. Proto byla vybrána břitová destička a držák VBD destičky dle katalogu [21]

VBD destička: **CNGA 120404S01020H**

Tab. 11) Parametry destičky [21]

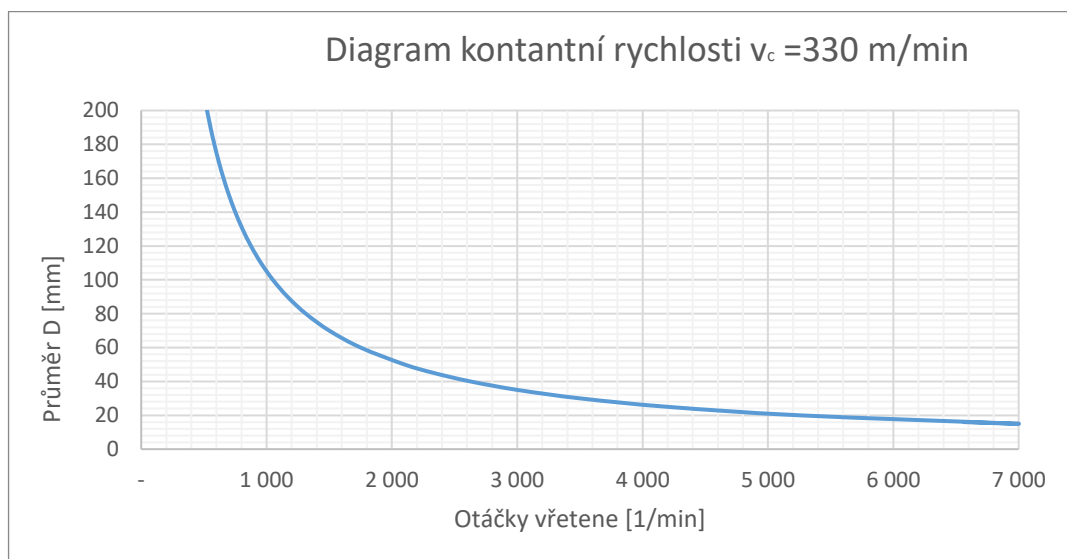
Parametry		Hodnoty
Podmínky:	[–]	CB7105
Poloměr špičky VBD	$r[\text{mm}]$	0,4
Velikost třísky	$a_p[\text{mm}]$	0,2
Posuv na otáčku	$f[\text{mm}]$	0,2
Řezná rychlost	$v_c \left[\frac{\text{m}}{\text{min}} \right]$	330

Držák VBD destičky: **C6-PCLNR-45165-12HP**

6.2 Obráběný průměr

$$D_z = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot n} = \frac{1000 \cdot 330}{\pi \cdot 5000} = 21 \text{ mm} \quad (7) .$$

6.3 Diagram konstantní řezné rychlosti $v_c = 330 \text{ m/min}$



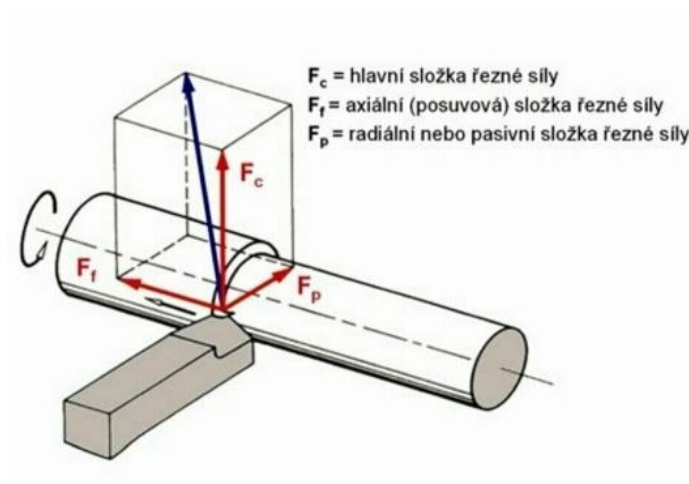
Obr. 36) Diagram konstantní rychlosti $v_c = 330 \text{ m/min}$

Diagram konstantní řezné rychlosti, který je vyobrazen na Obr. 36, byl zhotoven podle rovnice (8).

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D} \quad (8) .$$

6.4 Silové působení od obrábění

Při výpočtu vřetene je nutno znát silové zatížení od obrábění, které má vliv na deformaci vřetene a trvanlivost ložisek. Největší váhu na deformaci a trvanlivost vřetene a ložisek má



Obr. 37) Silové působení [35]

řezná složka celkové obráběcí síly. Ostatní složky celkové síly jsou v porovnání s řeznou malé (viz Obr. 37).

6.4.1 Řezná síla

Řeznou rychlost vypočítáme podle vztahu (9) a konstanty pro zvolený typ obrábění, kterou nalezneme v tabulce katalogu na str. A280 [21]. Z katalogu jsme získali měrný řezný odpor pro nerezovou ocel tvrdosti 55HRC

- Měrný řezný odpor: $k_{c1} = 3650 \text{ MPa}$

$$F_c = k_{c1} \cdot S = k_{c1} \cdot f \cdot a_p = 3650 \cdot 0,2 \cdot 0,2 = \mathbf{146 \text{ N}} \quad (9)$$

6.4.2 Axiální (posuvová) síla

$$F_p = 0,4 \cdot F_c = 0,4 \cdot 146 = \mathbf{58,4 \text{ N}} \quad (10)$$

6.4.3 Pasivní síla

$$F_f = 0,25 \cdot F_c = 0,25 \cdot 146 = \mathbf{36,5 \text{ N}} \quad (11)$$

6.4.4 Celková síla

$$F_e = \sqrt{F_c^2 + F_p^2 + F_f^2} = \sqrt{146^2 + 58,4^2 + 36,5^2} = \mathbf{161,4 \text{ N}} \quad (12)$$

6.5 Řezný výkon

Řezný výkon vypočítáme ze vztahu (14)(13).

$$M_{k1,max} = 1,2 \cdot F_c \cdot \frac{D_z}{2} = 1,2 \cdot 146 \cdot \frac{21}{2} = \mathbf{1,84 \text{ Nm}} \quad (13)$$

$$P_1 = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{146 \cdot 330}{6 \cdot 10^4} = \mathbf{803 \text{ W}} \quad (14)$$

Pro vypočítaný obráběný průměr D_z vychází potřebný řezný výkon malý. Pro konstrukci vřetene dle zadaných parametrů musíme vycházet z maximálního zatížení vřetene, které nastává při hrubovacích operacích. Hodnoty řezných sil a řezné podmínky pro maximálním zatížení vřetene jsou uvedeny v Tab. 12.

Tab. 12) Parametry pro výpočet a výsledky maximálního zatížení vřetene

Parametry		Hodnoty
Obráběný průměr	$\varnothing d [mm]$	60
Velikost třísky	$a_p [mm]$	2,5
Posuv na otáčku	$f [mm]$	0,4
Řezná síla	$F_{cmax} [N]$	3650
Posuvová síla	$F_{pmax} [N]$	1460
Pasivní síla	$F_{fmax} [N]$	912,5
Celková síla	$F_{emax} [N]$	4035,7
Kroutící moment	$M_{kmax} [Nm]$	131,4

6.6 Momento-výkonová charakteristika

Dále je nutno vypočítat potřebný moment a výkon, který je potřebný pro výběr motoru. Při výběru motoru musíme počítat i s převodovým poměrem kvůli použití řemenového převodu pro přesnost kroutícího momentu z motoru na vřeteno. Maximální moment motoru je vypočítán dle vztahu (15).

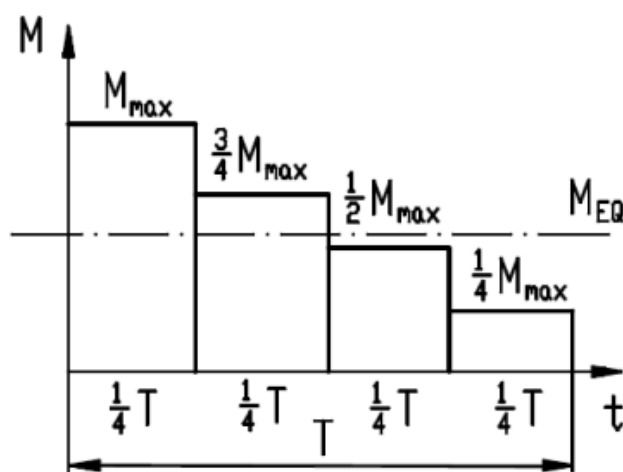
Pro výpočet momentu musíme znát druhy a počet použitých ložisek ve vřetenu a jejich rozložení. V tomto případě budou použity dvě válečková ložiska a jedno obousměrné kuličkové ložisko. Dále je použit řemenový převod. Konstanty účinnosti pro zvolené komponenty jsou v Tab. 13

Tab. 13) Konstanty účinnosti

Parametry		Hodnoty
Kroutící moment vřetene	$M_{kmax}[Nm]$	131,4
Převodový poměr motor-vřeteno	$i_{m-v}[-]$	1,6
Účinnost kuličkového ložiska	$\eta_{kl}[-]$	0,99
Účinnost válečkového ložiska	$\eta_{vl}[-]$	0,95
Účinnost řemenového převodu	$\eta_p[-]$	0,99

$$M_{M,max} = \frac{M_{kmax}}{i_{m-v} \cdot \prod_{i=1}^n \eta_{p,i}^j} = \frac{131,4}{1,6 \cdot (0,99 \cdot 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,99)} = \mathbf{92,84 Nm} \quad (15)$$

Jelikož není známá geometrie součástí, které budou na stroji vyráběny, bylo spektrum obrábění zjednodušeno podle Obr. 38. Proto je dále nutné vypočítat ekvivalentní moment dle vztahu (16), podle kterého vybíráme moment z katalogu motorů.



Obr. 38) Spektrum zátěže vřeteno

$$M_{eq} = \sqrt{\frac{T}{4} \cdot \left((M_{M,max})^2 + \left(\frac{3 \cdot M_{M,max}}{4} \right)^2 + \left(\frac{M_{M,max}}{2} \right)^2 + \left(\frac{M_{M,max}}{4} \right)^2 \right)} \quad (16)$$

$$M_{eq} = \sqrt{\frac{T \cdot \left((92,84)^2 + \left(\frac{3 \cdot 92,84}{4} \right)^2 + \left(\frac{92,84}{2} \right)^2 + \left(\frac{92,84}{4} \right)^2 \right)}{T}} = 63,6 Nm$$

6.6.1 Výkon motoru

Potřebný výkon motoru se vypočítá dle rovnice (17).

$$P_{M,max} = \frac{F_{cmax} \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{3650 \cdot 330}{6 \cdot 10^4} = 20,1 kW \quad (17)$$

6.6.2 Výběr typu motoru

Pro pohon vřetene je zapotřebí vybrat motor, který splňuje momentovo-výkonovou charakteristiku dle vypočtených parametrů v Tab. 14

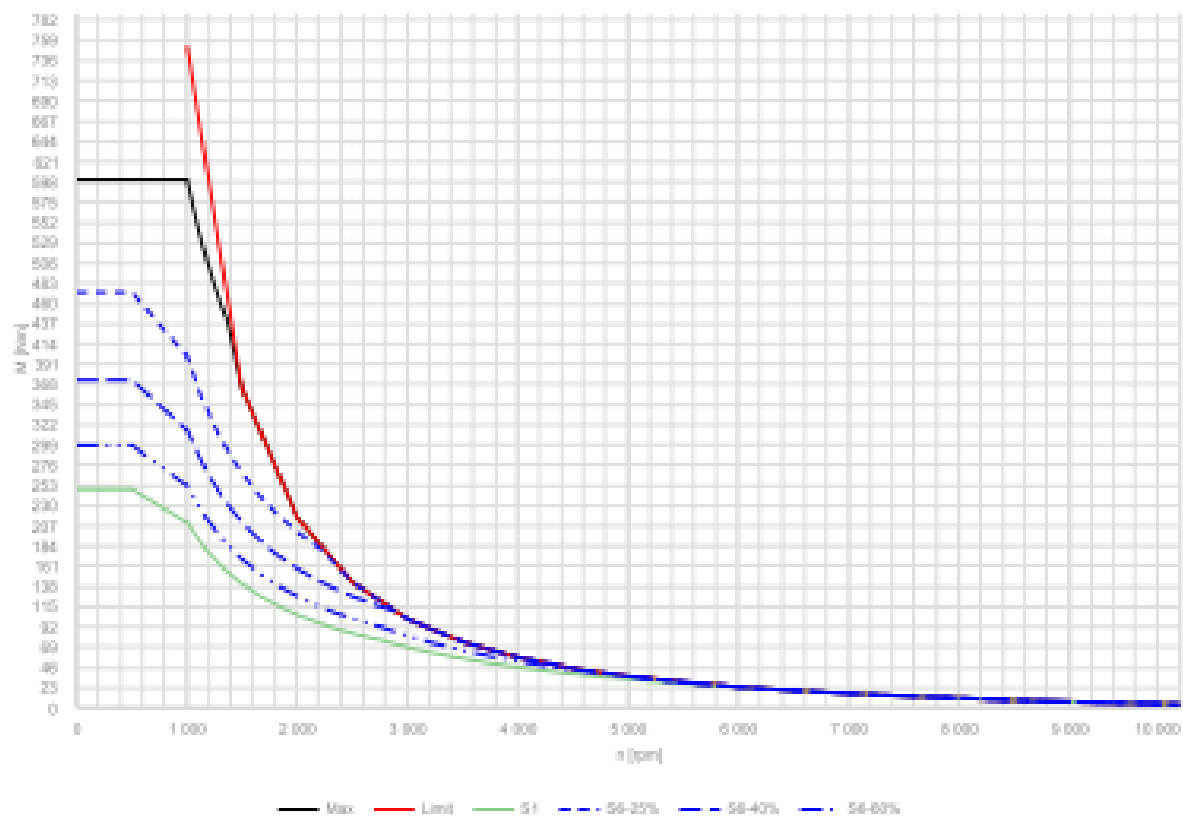
Tab. 14) Vypočtené parametry pro motor

Parametry		Hodnoty
Otáčky vřetene	$n[min^{-1}]$	5000
Maximální moment motoru	$M_{M,max}[Nm]$	92,84
Ekvivalentní moment motoru	$M_{eq}[Nm]$	63,6
Výkon motoru	$P_{M,max}[kW]$	20,1

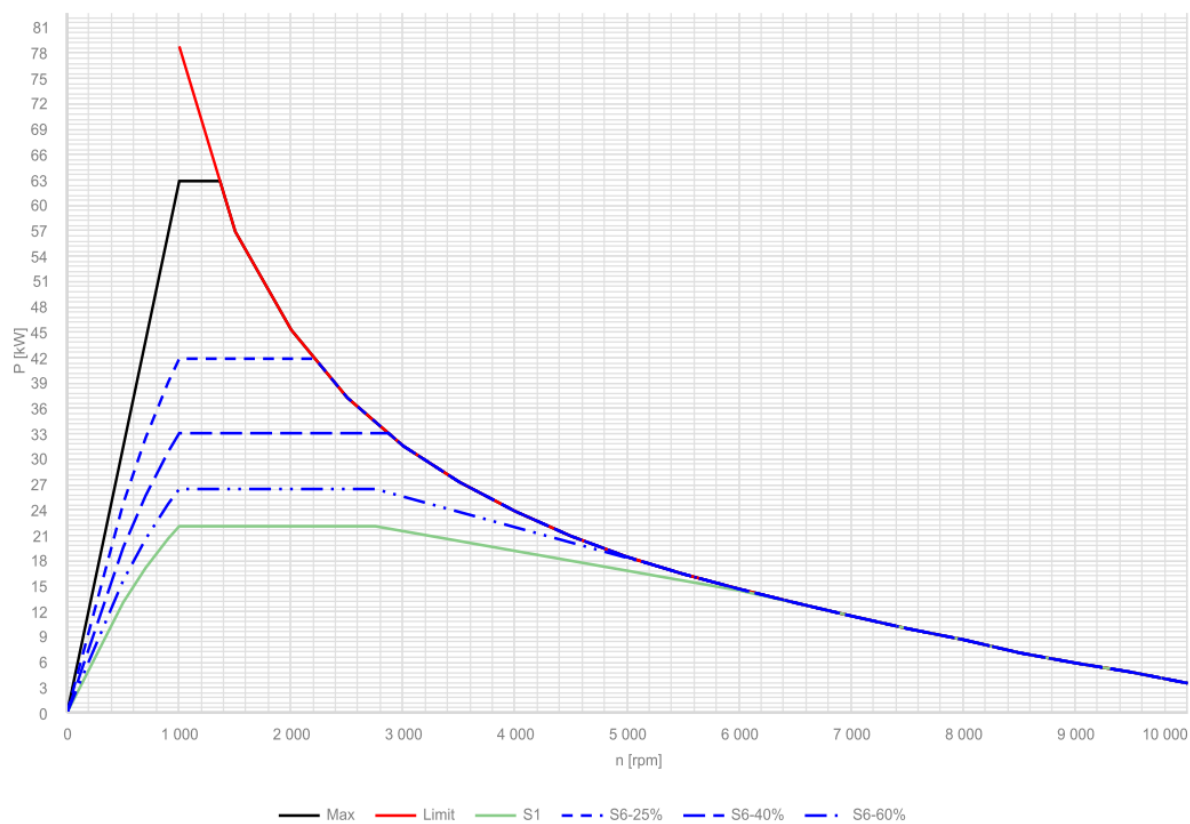
Po porovnání hodnot byl vybrán asynchronní motor firmy Siemens **1PH8163-1AD00-OMA2** pro pohon vřetene. Parametry motoru jsou uvedeny v Tab. 15 a momentová a výkonová charakteristika je na Obr. 39, Obr. 40.

Tab. 15) Parametry motoru 1PH8163 [22]

Parametry		Hodnoty
Jmenovité otáčky	$n_{jm}[min^{-1}]$	2800
Jmenovitý výkon	$P_{jm}[kW]$	22
Jmenovitý moment	$M_{jm}[Nm]$	210
Maximální otáčky	$n_{max,m}[min^{-1}]$	10000
Maximální moment	$M_{max,m}[Nm]$	560



Obr. 39) Momentová charakteristika motoru 1PH8163 [22]



Obr. 40) Výkonová charakteristika motoru 1PH8163 [22]

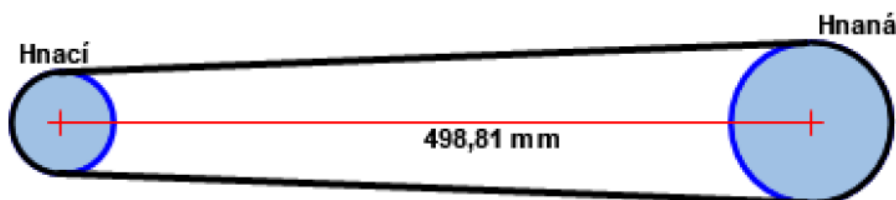
6.7 Řemenový převod

Pro přenos kroutícího momentu mezi motorem a vřetenem je v této konstrukční variantě použit řemenový převod. Pro výběr řemene je nutno znát převodový poměr, výkon a kroutící moment motoru. Tyto parametry byly vypočteny v předchozích kapitolách.

Pro výpočet řemenu byl použit výpočtový program firmy SKF. Po zadání potřebných údajů byl jako vhodná varianta pro pohon vřetene vybrán víceklínový řemen PHG 16PJ1270. Vypočtené hodnoty řemene jsou v Tab. 16.

Tab. 16) Vypočtené hodnoty řemenového převodu

Parametr		Hodnota
Označení řemene	[–]	PHG 16PJ1270
Počet žebër řemene	[ks]	16
Šířka řemene	$b_f[mm]$	38,1
Délka řemene	$L_f[mm]$	1270
Osová vzdálenost řemenic	$A_f[mm]$	498,8
Průměr hnací řemenice	$d_{f1}[mm]$	67
Průměr hnané řemenice	$d_{f2}[mm]$	106
Síla působící na vřeteno	$F_f[N]$	1957
Rychlost řemene	$v_f[m/s]$	29,07



Obr. 41) Náčrt pohonu vřetene řemenovým převodem

Jako napínací mechanismus řemene bude použit způsob zvětšení osově vzdálenosti řemenic. To bude provedeno tak, že v konstrukci pozice motoru umožníme posunutí motoru v daném směru pomocí stavěcích šroubů. Nedostatečné napnutí řemene bude měřeno ručně v pravidelných stanovených intervalech a v rámci měření zvětšíme osovou vzdálenost řemenic na požadovanou hodnotu napnutí řemene.

Podle zvolených průměrů řemenic je potřeba přepočítat skutečný převodový poměr dle vztahu (18).

$$i_{sk} = \frac{d_{f2}}{d_{f1}} = \frac{95}{60} = 1,58 \quad (18)$$

Skutečný převodový poměr je o něco málo nižší než zvolený převodový poměr. Při přepočítávání otáček dochází k malému rozdílu, který je zanedbatelný vzhledem ke zvolenému motoru. Potřebnou korekci můžeme nastavit v korekci řídicího systému stroje.

Maximální otáčky vřetene pro daný řemen jsou vypočítány dle vztahu (19)

$$n_{rmax} = \frac{v_f}{\pi \cdot d_{f2}} = \frac{29,07}{\pi \cdot 106} = 5237,7 \text{ min}^{-1} \quad (19)$$

6.8 Výpočet ložisek 1

Ve výpočtu momentu bylo uvedeno, jaké typy ložisek budou použity. Ložiska budou od firmy SKF z řady s vysokou přesností, které se používají u vřeten.

Na předním konci vřetene budou v ložiskovém uzlu umístěna obousměrná axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem pro zachytávání axiálních zatížení a dvouřadé válečkové ložisko pro zachytávání radiálního zatížení, ke kterému dochází při obrábění. Na zadním konci vřetene bude umístěno jedno dvouřadé válečkové ložisko. Na zadním konci se předpokládá jenom radiální zatížení od řemenového pohonu. Případné axiální zatížení na zadním konci bude zachyceno předním kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem.

Parametry vybraných ložisek jsou uvedeny v Tab. 17.

Tab. 17) Parametry ložisek [12]

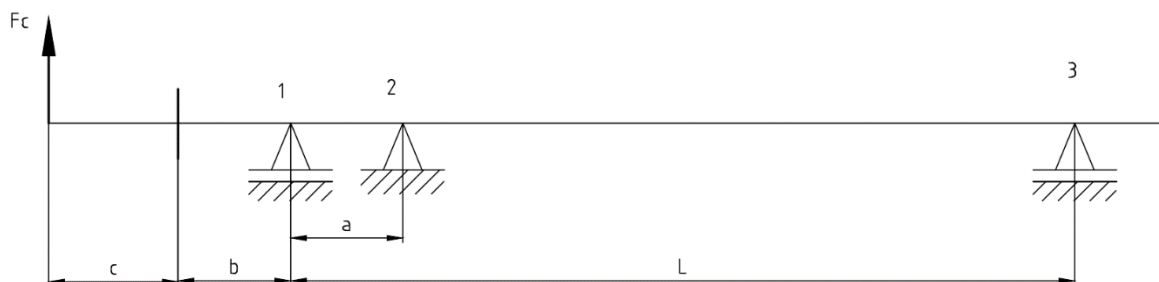
Typ ložiska		NN3024 KTN9/HC5SP	BTM110 ATN9/P4CDB	NN3020 TN9/SP
Vnitřní průměr	$\varnothing d$ [mm]	120	110	100
Vnější průměr	$\varnothing D$ [mm]	180	170	150
Šířka	B [mm]	46	54	37
Dynamická únosnost	C_l [kN]	229	57	151
Statická únosnost	C_{l0} [kN]	390	137	250
Mezní únavové zatížení	P_u [kN]	44	4,8	29
Dosažitelné otáčky při mazání olej-vzduch	n_{max} [min ⁻¹]	5300	7100	6300
Axiální předpětí	G [N]		600	
Stykový úhel	α_{ks} [°]		30	
Statická axiální tuhost	c_{sa} [N/μm]		357	
Statická radiální tuhost	c_{sr} [N/μm]	2760		2350

6.8.1 Tuhost ložisek

Vzhledem k danému výběru ložisek se nemusí přepočítávat tuhosti ložisek v jednotlivých uzlech, kde jednotlivé zatížení budou zachytávána zvolenými ložisky. Na předním konci je umístěno válečkové ložisko NN3024KTN9/HC5SP a axiální kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem BTM110 ATN9/P4CDB. Hodnoty pro tuhosti předního ložiskového uzlu budou stanoveny z katalogu ložisek. Na zadním konci je umístěno válečkové ložisko NN3020 TN9/SP.

6.8.2 Výpočet optimální vzdálenosti mezi ložiskovými uzly

Pro výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky využijeme vztah (6), který je určen pro celkovou deformaci ložiska. Po derivaci tohoto vztahu jsme schopni najít minimum funkce. Ve vřetení bude vyvrtána průchozí díra o průměru ϕd_d pro možnost upnutí delších obrobků. Pro tento výpočet je nutno vypočítat kvadratické momenty průřezu a poddajnosti ložisek. Pro výpočet optimální vzdálenosti mezi ložisky byl výpočet zjednodušen zanedbáním tíhových sil od součástí (hmotnost obrobku, sklíčidla, ložiska, vřetene). Zjednodušené schéma rozmístění ložisek na vřetenu je na Obr. 42 a délkové parametry jsou v Tab. 18



Obr. 42) Schéma rozmístění ložisek

Tab. 18) Parametry rozmístění ložisek

Parametry		Hodnoty
Průměr vrtané díry	$\phi d_d [mm]$	60
Vzdálenost mezi předními ložisky	$a [mm]$	70
Vzdálenost mezi čelem vřetena a ložiskem	$b [mm]$	60,5
Vzdálenost mezi čelem vřetena a obráběním	$c = l_{ob} + l_{sk} [mm]$	$300 + 100 = 400$

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (d_1^4 - d_d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (120^4 - 60^4) = 9,543 \cdot 10^6 mm^4 \quad (20)$$

$$J_3 = \frac{\pi}{64} \cdot (d_3^4 - d_d^4) = \frac{\pi}{64} \cdot (100^4 - 60^4) = 4,273 \cdot 10^6 mm^4 \quad (21)$$

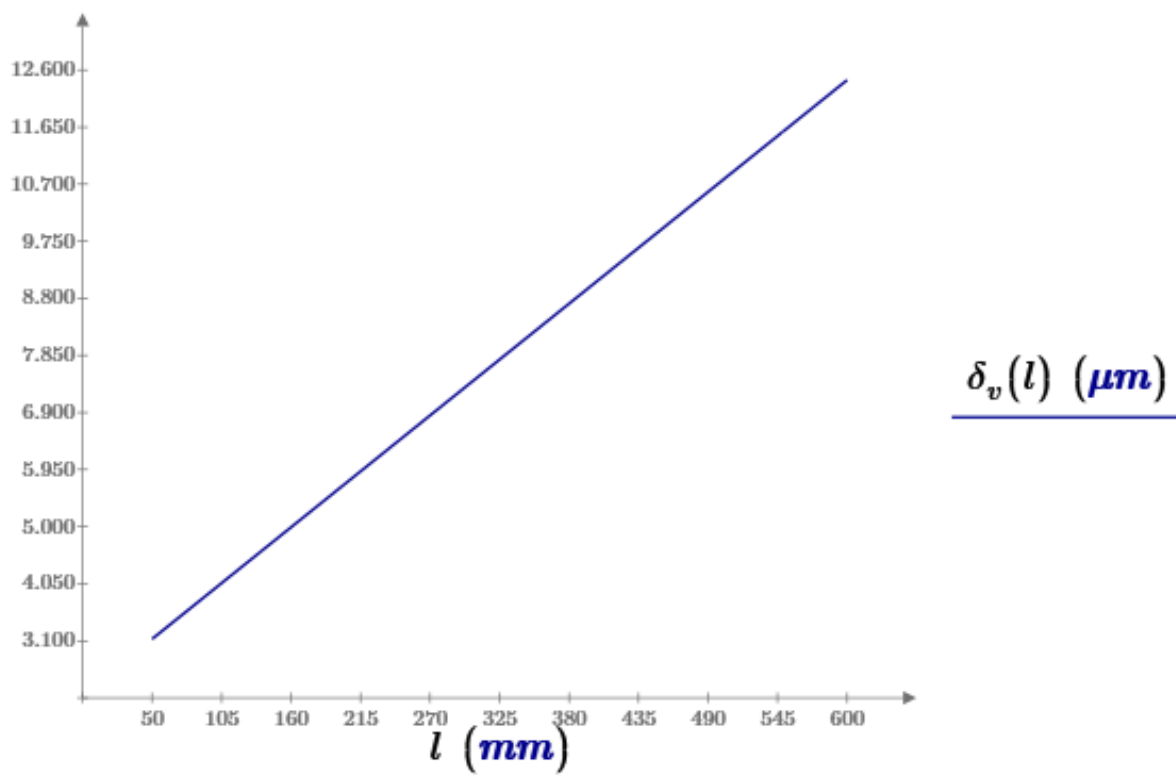
$$C_1 = \frac{1}{c_{sr1}} = \frac{1}{2190} = 3,623 \cdot 10^{-4} \frac{\mu m}{N} \quad (22)$$

$$C_3 = \frac{1}{c_{sr3}} = \frac{1}{2010} = 4,255 \cdot 10^{-4} \frac{\mu m}{N} \quad (23)$$

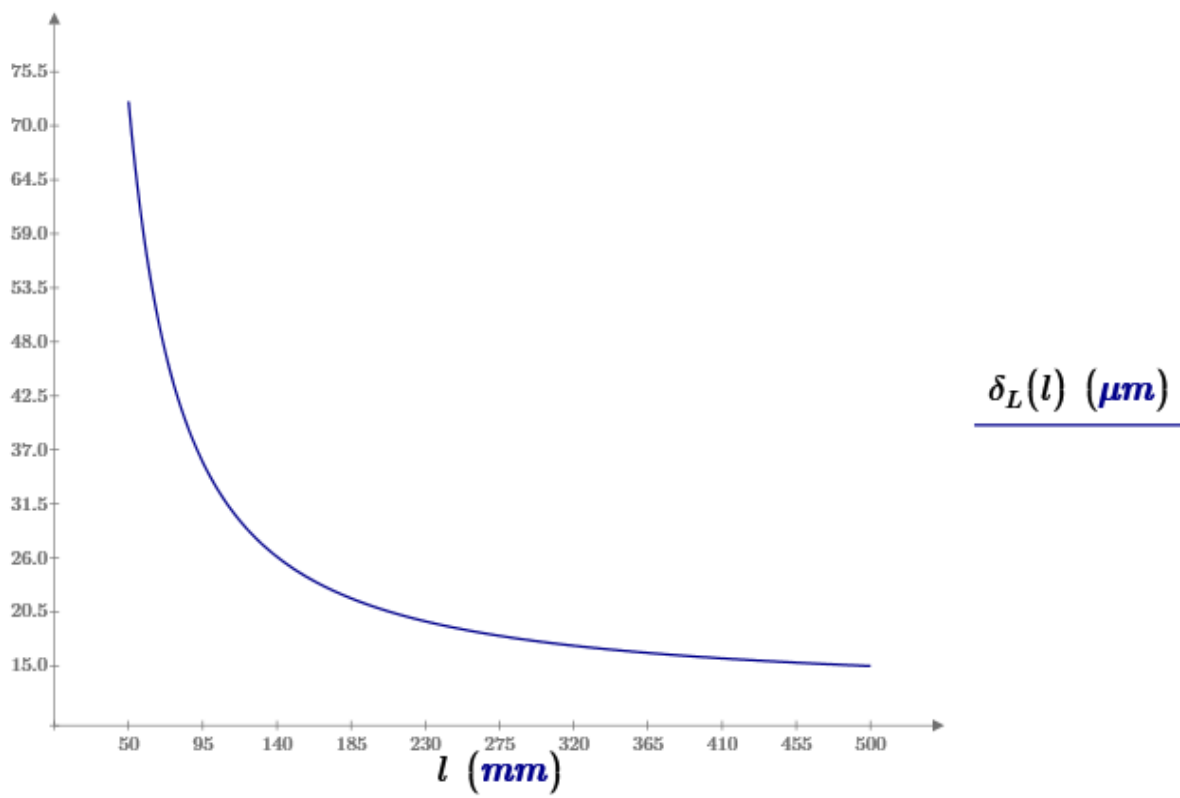
Z momentové rovnice (24) pro rozmístění ložisek dle Obr. 42 získáme sílu působící na čelo vřetene.

$$F_{cvř} = \frac{F_{cmax} \cdot (b + c)}{b} = \frac{3650 \cdot (60,5 + 400)}{60,5} = 27782 N \quad (24)$$

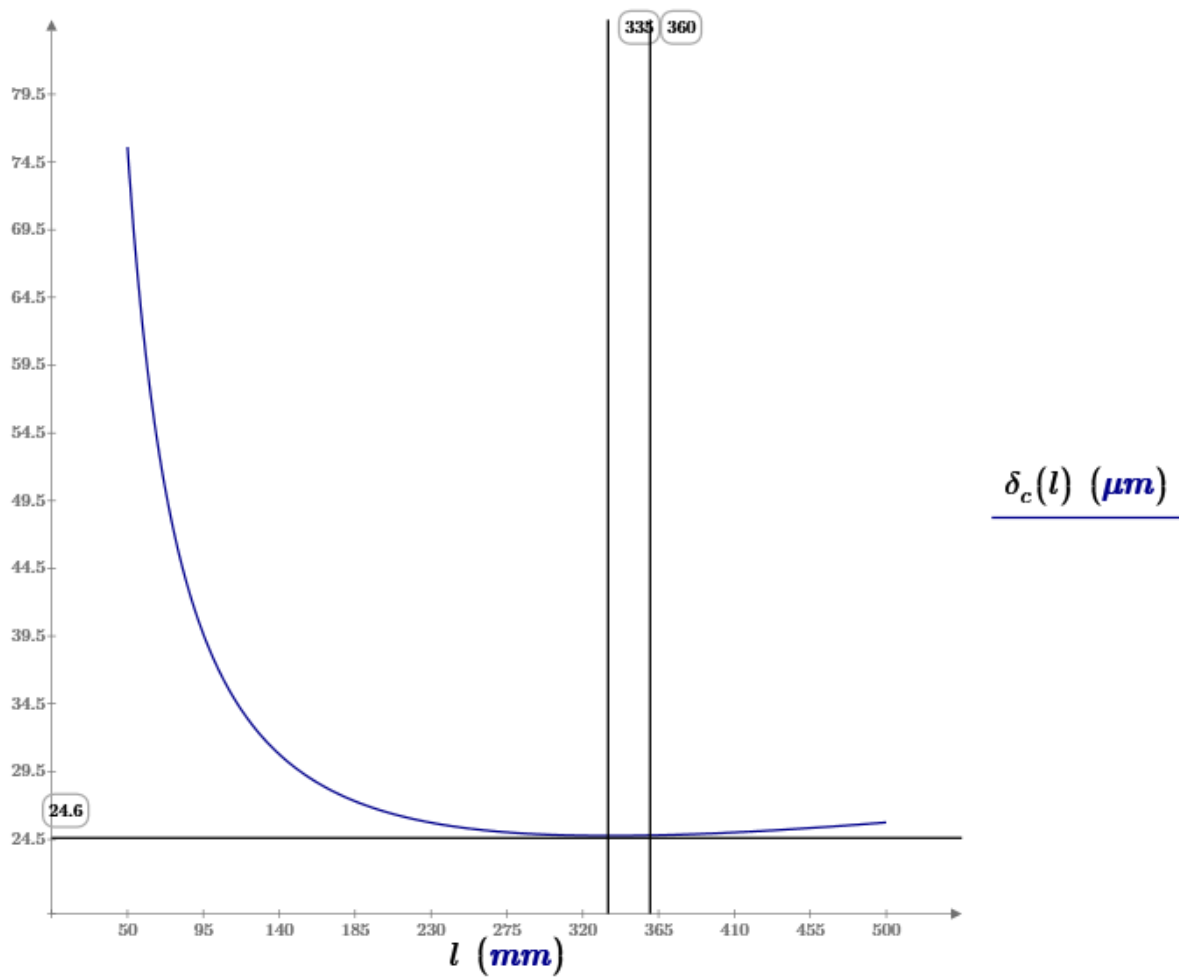
$$\delta = \frac{F_{cvř} \cdot b^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{b}{J_3} \right) + \frac{F_{cvř}}{L^2} \cdot [b^2 \cdot C_1 + (b + L)^2 \cdot C_3] \quad (25)$$



Obr. 44) Deformace vřetene



Obr. 43) Deformace ložiska



Obr. 45) Celková deformace

Po derivaci vztahu (25) a následných úpravách této derivace $\frac{\partial \delta}{\partial L}$ položíme výsledný vztah první derivace roven nule. Následně dostáváme kubickou rovnici ve tvaru rovnice (26). [6]

$$x^3 + q \cdot x + r = 0 \quad (26) \quad .$$

$$q = -\frac{6 \cdot E \cdot J_1}{b} \cdot C_3; \quad r = -6 \cdot E \cdot J_1 \cdot (C_1 + C_3) \quad (27) \quad .$$

Z rovnice (26) vyplývá, že existuje pouze jeden reálný kořen [6]

$$x = u + v \quad (28) \quad .$$

$$u = \sqrt[3]{-\frac{r}{2} + \sqrt{z}}; \quad v = \sqrt[3]{-\frac{r}{2} - \sqrt{z}}; \quad z = \frac{r^2}{4} + \frac{q^3}{27} \quad (29) \quad .$$

Po dosazení konstant do rovnice (28) vychází minimální vzdálenost mezi ložiskovými uzly 302,5 mm. Tato hodnota souhlasí s průběhem celkové deformace vřetena dle Obr. 45.

Dle zkušeností firmy SKF je doporučena vzdálenost mezi ložisky $(3 \div 3,5) \cdot d_{\text{ložiska}}$. Proto volím vzdálenost mezi ložisky $L = 360 \text{ mm}$. Podle grafu celkové deformace (Obr. 45) při použití zvolené vzdálenosti je změna deformace zanedbatelná.

6.9 Deformace vřetene

Po stanovení vzdálenosti mezi ložisky je možno stanovit celkovou deformaci vřetene. Po dosažení délky vřetene do dílčích deformací od ložisek a vřetene můžeme součtem těchto deformací získat celkovou deformaci, dle vzorce (3).

$$\delta_v = \frac{F_{cvř} \cdot b^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{b}{J_3} \right) = \frac{27782,2 \cdot 85^2}{3 \cdot 210} \cdot \left(\frac{360}{9,543 \cdot 10^6} + \frac{85}{4,273 \cdot 10^6} \right) = 8,375 \mu m \quad (30)$$

$$\delta_L = \frac{F_{cvř}}{L^2} \cdot [b^2 \cdot C_1 + (b + L)^2 \cdot C_3] = \frac{27782,2}{360^2} \cdot [85^2 \cdot 3,623 \cdot 10^{-4} + (85 + 360)^2 \cdot 4,255 \cdot 10^{-4}] = 16,414 \mu m \quad (31)$$

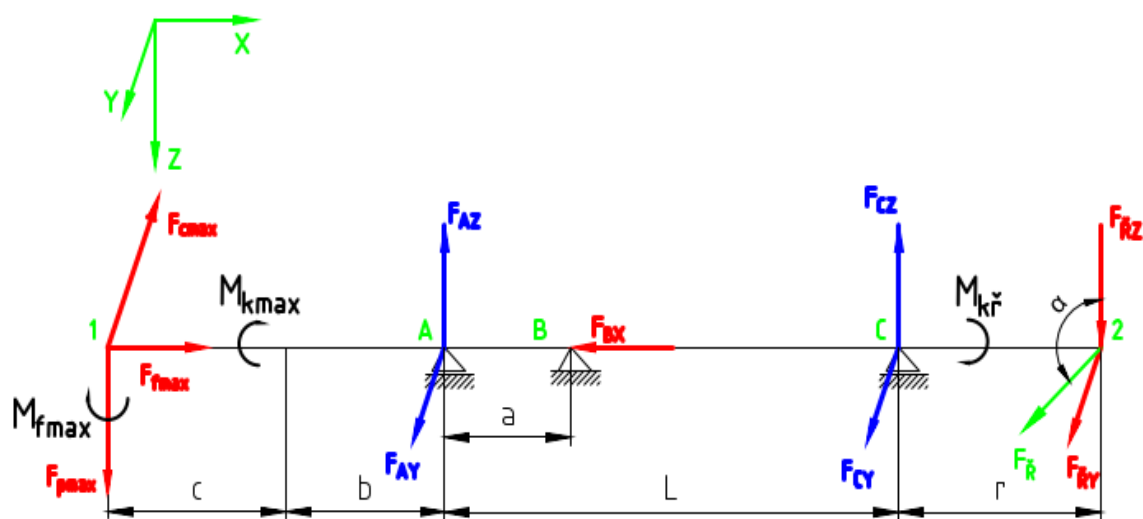
$$\delta = \delta_v + \delta_L = 8,375 + 16,414 = \mathbf{24,8 \mu m} \quad (32)$$

Celková tuhost navržené konstrukce vřetene se pak spočítá dle vztahu (33)

$$C_{rv} = \frac{3 \cdot E \cdot J_3}{b^2 \cdot \left(L + b \cdot \frac{J_1}{J_3} \right)} = \frac{3 \cdot 210 \cdot 4,273 \cdot 10^6}{85^2 \cdot \left(360 + 85 \cdot \frac{9,543 \cdot 10^6}{4,273 \cdot 10^6} \right)} = \mathbf{1485,3 \frac{N}{\mu m}} \quad (33)$$

Vypočítaná tuhost konstrukce vřetene je větší než podmínka pro minimální tuhost vřetene pro stroje na jemné opracování, $C_{rmin} = 250 \frac{N}{\mu m}$ [7]

6.10 Silové působení na vřetenu



Obr. 46) Schéma silového zatížení

Výpočet reakčních sil působících na vřeteno je důležitý pro výpočet životnosti ložisek a kontrolu vřetene k meznímu stavu pružnosti. Pro výpočet sil působících na vřeteno je využito rovnic statické rovnováhy. Rovnice pro statickou rovnováhu sestavíme dle schématu na Obr. 46. Pozice č. 1 je největší délka obrábění, pozice č. 2 je pozice umístění řemenice. Válečkové ložisko NN3024 je umístěno na **pozici A**. Axiální kuličkové ložisko BTM110 je umístěno na **pozici B**. Válečkové ložisko NN3020 je na **pozici C**. Zvolené rozměrové parametry jsou v Tab. 19. Pro zjednodušení výpočtu bylo působiště řezných sil posunuto do osy vřetene a nahrazeno toto posunutí momenty (rovnice(34)), které řezné síly způsobují.

Tab. 19) Parametry rozložení silového zatížení

Parametry		Hodnoty
Vzdálenost mezi zadním ložiskem a řemenicí	$r[mm]$	150
Vzdálenost mezi předními ložisky	$a[mm]$	70
Vzdálenost mezi čelem vřetena a ložiskem	$b[mm]$	65
Vzdálenost mezi čelem vřetena a obráběním	$c = l_{ob} + l_{sk}$ [mm]	$300 + 100 = 400$

V Tab. 12 jsou hodnoty pro silové zatížení od obrábění.

$$M_{fmax} = F_{fmax} \cdot \frac{d}{2} = 912,5 \cdot \frac{60}{2} = 27,4 \text{ Nm} \quad (34)$$

6.10.1 Rovnice silové rovnováhy

$$x: \sum F_x = 0 \quad (35) \quad .$$

$$0 = F_{fmax} - F_{Bx}$$

$$y: \sum F_y = 0 \quad (36) \quad .$$

$$0 = -F_{cmax} + F_{Ay} + F_{Cy} + F_{ry}$$

$$z: \sum F_z = 0 \quad (37) \quad .$$

$$0 = F_{pmax} - F_{Az} - F_{Cz} + F_{rz}$$

$$x: \sum M_{Ax} = 0 \quad (38) \quad .$$

$$0 = -M_{kmax} + M_{kř}$$

$$y: \sum M_{Ay} = 0 \quad (39) \quad .$$

$$0 = F_{pmax} \cdot (b + c) + F_{Cz} \cdot L - F_{rz} \cdot (L + r)$$

$$z: \sum M_{Az} = 0 \quad (40) \quad .$$

$$0 = F_{cmax} \cdot (b + c) + F_{Cy} \cdot L + F_{ry} \cdot (L + r) + M_{fmax}$$

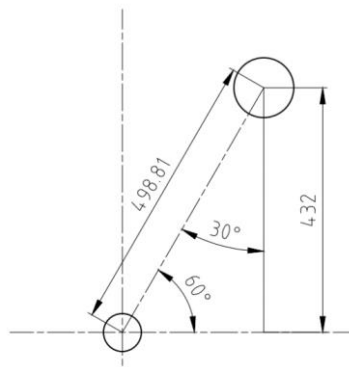
$$NP = \{F_{Bx}; F_{Ay}; F_{Az}; F_{Cy}; F_{Cz}; F_{ry}; F_{rz}; M_{kř}\}$$

$$\mu = 8$$

$$\nu = 6$$

$$s = \mu - \nu = 8 - 6 = 2 \quad (41) \quad .$$

Podle vztahu (41) je úloha statického zatížení vřetene staticky neurčitá. Aby úloha byla staticky určitá, musíme najít další dvě podmínky rovnováhy. Tyto podmínky získáme z uložení řemenového převodu a vřetene na Obr. 47 kde úhel pro rozložení síly je $\alpha_f = 30^\circ$



Obr. 47) Schéma umístění řemenového převodu

$$F_{ry} = F_f \cdot \sin \alpha_f \quad (42) \quad .$$

$$F_{rz} = F_f \cdot \cos \alpha_f \quad (43) \quad .$$

Nyní můžeme z rovnic rovnováhy vypočítat jednotlivé silové zatížení.

$$F_{Bx} = F_{fmax} \quad (44) \quad .$$

$$F_{Ay} = F_{cmax} - F_{Cy} - F_{ry} = F_{cmax} - F_{Cy} - F_r \cdot \sin \alpha_r \quad (45) \quad .$$

$$F_{Az} = F_{pmax} - F_{Cz} + F_{rz} = F_{pmax} - F_{Cz} + F_r \cdot \cos \alpha_r \quad (46) \quad .$$

$$F_{Cz} = \frac{F_r \cdot \cos \alpha_r \cdot (L + r) - F_{pmax} \cdot (b + c)}{L} \quad (47) \quad .$$

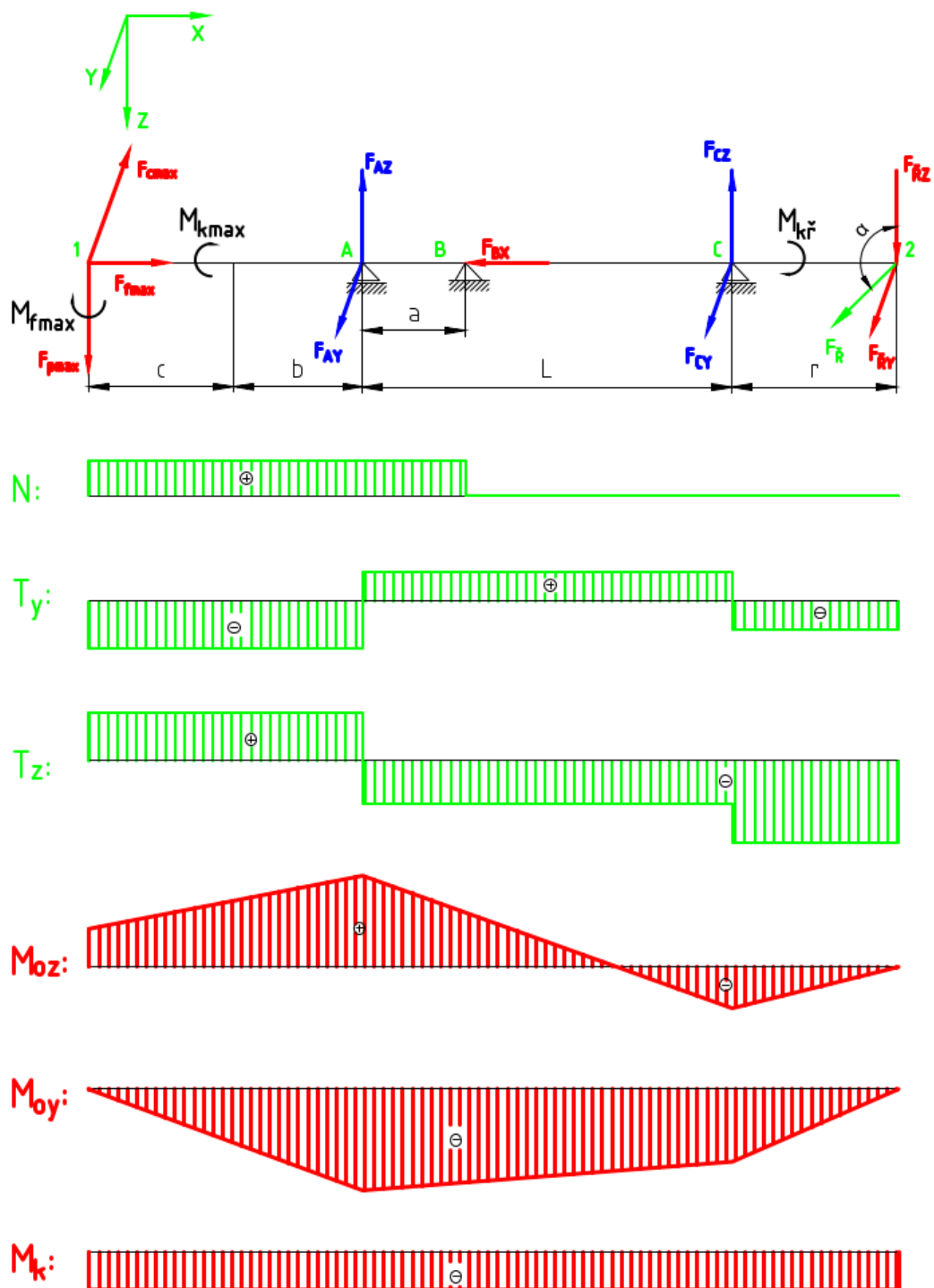
$$F_{Cy} = \frac{-M_{fmax} - F_r \cdot \sin \alpha_r \cdot (L + r) - F_{cmax} \cdot (b + c)}{L} \quad (48) \quad .$$

$$M_{kř} = M_{kmax} \quad (49) \quad .$$

Po malé úpravě těchto vztahů a dosazení do rovnic v programu Mathcad byly vypočteny hodnoty zatížení, které jsou uvedeny v Tab. 20. Průběhy VVÚ vřetene při obrábění jsou vykresleny v Obr. 48

Tab. 20) Výsledky reakčních sil.

Síla	Hodnota
$F_{Bx}[N]$	912,5
$F_{Ay}[N]$	8802,7
$F_{Az}[N]$	2621,4
$F_{Cz}[N]$	533,4
$F_{Cy}[N]$	-6131,2
$F_{ry}[N]$	978,5
$F_{rz}[N]$	1 694,8
$M_{kř}[Nm]$	131,4



Obr. 48) Průběh VVÚ vřetene

6.11 Výpočet ložisek 2

6.11.1 Trvanlivost ložisek

Norma ČSN ISO 281 stanovuje základní trvanlivost přiřazenou 90% spolehlivosti vyrobeného ložiska z běžně užívaného materiálu vysoké kvality, běžné výrobní kvality při normálních provozních podmínkách. [23]

Základní trvanlivost můžeme vyjádřit počtem celkových otáček (rovnice (50)) nebo počtem celkových hodin (rovnice (51)).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \quad (50) \quad .$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (51) \quad .$$

- P - ekvivalentní dynamické zatížení
- C - základní dynamická únosnost
- L_{10} - základní trvanlivost

Kde veličina a závisí na použití druhu valivého ložiska. Pro kuličková ložiska s bodovým stykem, $a = 3$, pro válečková, kuželíková, soudečková ložiska s čárovým stykem, $a = 10/3$.

Při provozu valivého ložiska, je ložisko současně zatěžováno radiálním a axiálním zatížením nabývajících různých hodnot. Proto je nutno zavést tzv. ekvivalentní radiální (axiální) zatížení P , které zahrnuje kombinované zatížení ve výpočtu trvanlivosti a nahrazuje ho jednotným bodovým zatížením, které má stejný účinek jako skutečné radiální a axiální zatížení. [24]

Pokud při provozu na ložisko působí radiální a axiální zatížení, lze použít pro výpočet ekvivalentního zatížení vztah (52) [13]

$$P = XF_r + YF_a \quad (52) \quad .$$

- X - součinitel radiálního dynamického zatížení
- F_r - radiální zatížení ložiska
- Y - součinitel axiálního dynamického zatížení
- F_a - axiální zatížení ložiska

Součinitele radiálního a axiálního zatížení X a Y závisí na poměru axiálního a radiálního zatížení F_a/F_r . Podle tohoto poměru pak z katalogu výrobce odečteme hodnoty součinitelů X a Y . [13]

Jelikož zvolená ložiska jsou určena pouze k přenášení daného zatížení, tak výpočet ekvivalentního zatížení se zjednoduší. [24]

Přední ložisko 1: NN3024 KTN9/HC5SP

$$F_A = \sqrt{F_{Az}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{2621,4^2 + 8802,7^2} = 9184,7N \quad (53) \quad .$$

$$P_1 = F_A \quad (54) \quad .$$

$$L_{10-1} = \left(\frac{C_{l1}}{P_1}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{rmax}} = \left(\frac{229000}{9184,7}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5237,7} \quad (55) \quad .$$

$$= \mathbf{144\ 079,9\ hod}$$

Prostřední ložisko 2: BTM110 ATN9/P4CDB

$$P_2 = F_{Bx} = 912,5N \quad (56) \quad .$$

$$L_{10-2} = \left(\frac{C_{l2}}{P_2}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{rmax}} = \left(\frac{57000}{912,5}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 5237,7} \quad (57) \quad .$$

$$= \mathbf{775\ 593,5\ hod}$$

Zadní ložisko 3: NN3020 TN9/SP

$$F_C = \sqrt{F_{Cz}^2 + F_{Cy}^2} = \sqrt{533,4^2 + 6131,2^2} = 6154,4\ N \quad (58) \quad .$$

$$P_3 = F_C \quad (59) \quad .$$

$$L_{10-3} = \left(\frac{C_{l3}}{P_3}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{rmax}} = \left(\frac{151000}{6154,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 6002,9} \quad (60) \quad .$$

$$= \mathbf{136\ 569,4\ hod}$$

Ze vztahů (55),(57),(60) je stanoven nejnižší trvanlivost ložisek vřetene na **136 569,4 hodin** provozu.

6.11.2 Mazání ložisek

Jako systém mazání ložisek je zvolen systém mazání olej-vzduch, kde je použit minerální olej. Tento typ mazání byl zvolen kvůli účinnější chladicí schopnosti oleje oproti plastickému mazivu a schopnosti odvádění případných nečistot z ložiskového prostoru. A také při použití tohoto systému nedochází v rámu stroje k dalšímu zdroji tepla.

Je proto nutné stanovit potřebný průtok oleje pro každé ložisko zvlášť dle vztahu (61) [12]

$$Q = \frac{q_m \cdot d \cdot B}{100} \quad (61) \quad .$$

Kde:

- Průtok oleje: $Q[mm^3/h]$
- Šířka ložiska: $B[mm]$
- Průměr díry ložiska: $d[mm]$
- Součinitel: $q[-]$

Součinitel je pro válečková ložiska v intervalu $q = (1 \div 2)$ a pro obousměrná axiální kuličková ložiska je $q = (2 \div 5)$.

Vypočítané hodnoty průtoků pro ložiska dle vztahu (61) jsou v Tab. 21

Tab. 21) Mazací průtoky pro ložiska

Ložisko	Průtok mazacího oleje [mm^3/h]
NN3024 KTN9/HC5SP	82,8
BTM110 ATN9/P4CDB	178,2
NN3020 TN9/SP	55,5

U použití minerálního oleje je doporučováno alespoň jednou za rok vyměnit celou olejovou náplň mazacího systému. Jako druh maziva je použit minerální olej PARAMO OL -46. [25]

6.12 Kontrola mezních stavů vřetene

Vřeteno soustruhu je velmi namáhaná součást vřeteníku. Pro prověření správnosti parametrů navrženého vřetene bude navržený vřeteník zkontrolován na mezní stavy pružnosti (MSP) a únavy (MSÚ) a to v místech s největším namáháním. Cílem je předejít tomu, aby nedošlo k trvalému poškození vřetene. Pro kontrolu mezních stavů je nutno stanovit vhodný materiál, jehož parametry jsou v Tab. 22

Tab. 22) Vlastnosti materiálu vřetene

Parametry		Hodnoty
Označení materiálu		51CrV4 (15 260)
Smluvní mez v kluzu	$R_e [\text{MPa}]$	650
Smluvní mez v pevnosti	$R_m [\text{MPa}]$	1000
Tvrdost při stavu žihání na měkko	[HB]	248

6.12.1 Mezní stav pružnosti

Dle zatížení a průběhů VVÚ vřetene na Obr. 49 je vřeteno zatěžováno kombinovaným zatížením (ohybovým a kroutícím momentem). Jelikož zatížení od řezných sil je mimo čelo vřetene musí se toto zatížení přepočítat na čelo vřetene dle vztahů (62) - (66).

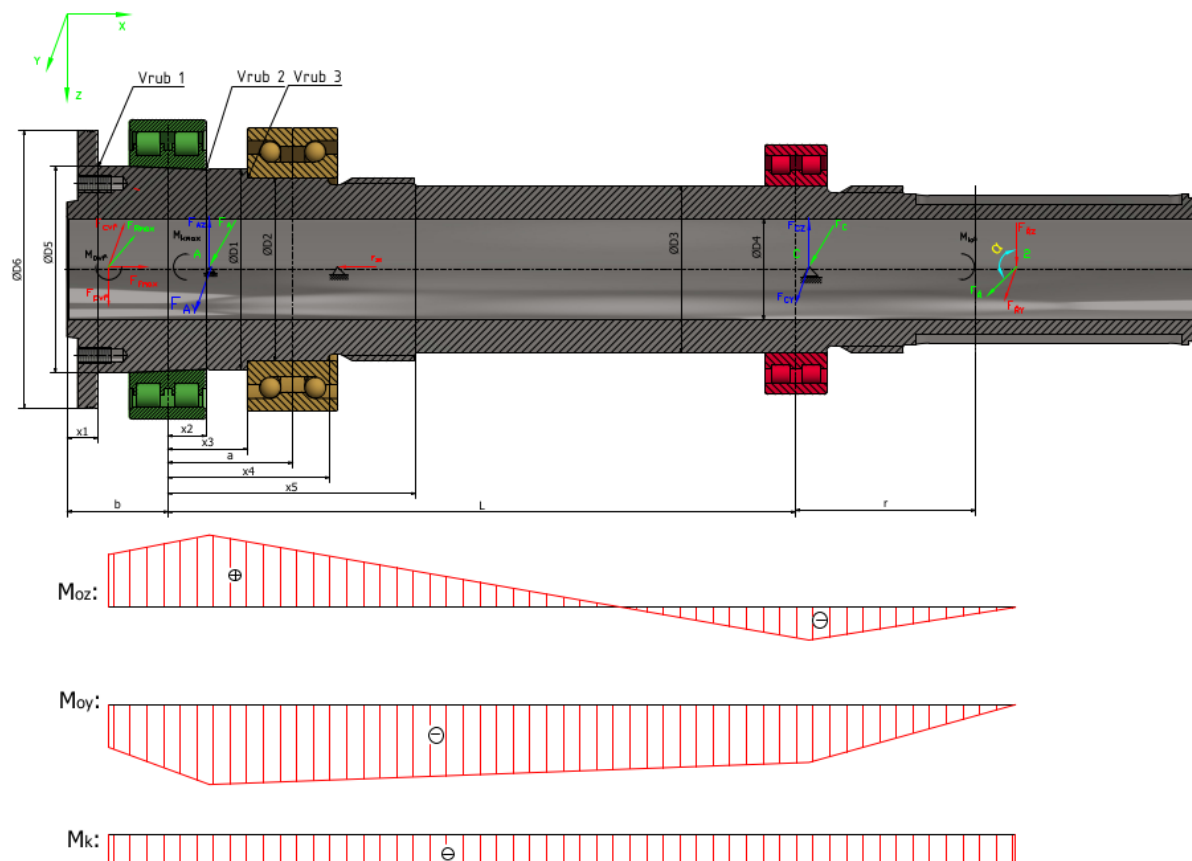
$$F_{pvř} = \frac{F_{pmax} \cdot (b + c)}{b} = \frac{1460 \cdot (60,5 + 400)}{60,5} = 11112,9 \text{ N} \quad (62) \quad .$$

$$M_{ozvř} = F_{cvř} \cdot c = 27782,2 \cdot 400 = 11112,9 \text{ Nm} \quad (63) \quad .$$

$$M_{oyvř} = F_{pvř} \cdot c = 11112,9 \cdot 400 = 4445,2 \text{ Nm} \quad (64) \quad .$$

$$M_{ovř} = \sqrt{M_{ozvř}^2 + M_{oyvř}^2} = \sqrt{11112,9^2 + 4445,2^2} = 11969 \text{ Nm} \quad (65) \quad .$$

$$F_{Rmax} = \sqrt{F_{cvř}^2 + F_{pvř}^2} = \sqrt{27782,2^2 + 11112,9^2} = 29,922 \text{ kN} \quad (66) \quad .$$



Obr. 49) Průběh momentů vřetene

Výpočet bezpečnosti vzhledem k MSP bude proveden v místě nejvyššího ohybového momentu a v místech vrubů (vrub 1, vrub 2, vrub 3) označených na Obr. 49, jež způsobují koncentraci napětí. Toto napětí vynásobíme koeficienty pro daný typ vrubu, které získáme z diagramů tvarových součinitelů z [13]. Potřebné parametry pro výpočet bezpečnosti jsou uvedeny v Tab. 23

Tab. 23) Parametry pro výpočet bezpečnosti. [13]

Parametry		Hodnoty
Vzdálenost mezi zadním ložiskem a řemenicí	$r[mm]$	150
Vzdálenost mezi předními ložisky	$a[mm]$	70
Vzdálenost mezi čelem vřetena a ložiskem	$b[mm]$	65
Vzdálenost mezi čelem vřetena a obráběním	$c = l_{ob} + l_{sk}[mm]$	$300 + 100 = 400$
Průměr 1	$\phi D_1[mm]$	120
Průměr 2	$\phi D_2[mm]$	110
Průměr 3	$\phi D_3[mm]$	100
Průměr 4	$\phi D_4[mm]$	60
Průměr 5	$\phi D_5[mm]$	124
Převodový poměr motor-vřeteno	$i_{m-v}[-]$	1,6

Tvarový součinitel ohybu pro vrub 1	$\alpha_{01}[-]$	2,3
Tvarový součinitel krutu pro vrub 1	$\alpha_{k1}[-]$	2,1
Tvarový součinitel ohybu pro vrub 2	$\alpha_{02}[-]$	2,1
Tvarový součinitel krutu pro vrub 2	$\alpha_{k2}[-]$	1,5
Tvarový součinitel ohybu pro vrub 3	$\alpha_{03}[-]$	2,3
Tvarový součinitel krutu pro vrub 3	$\alpha_{k3}[-]$	1,5
Vzdálenost vrubu 1 od čela vřetene	$x_1[mm]$	18,5
Vzdálenost vrubu 2 od podpěry A	$x_2[mm]$	23
Vzdálenost vrubu 3 od podpěry A	$x_3[mm]$	48

Vzhledem k tomu, že napětí v místě největšího zatížení je kombinované, je nutné pro výpočet bezpečnosti vypočítat redukované napětí dle teorie HMH.

Maximální ohybový moment v podpěře A:

$$M_o = M_{ovř} + F_{Rmax} \cdot b = 11969 + 29922 \cdot 65 = 13779,3 \text{ Nm} \quad (67) \quad .$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_o = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - D_4^4)}{32 \cdot D_1} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 60^4)}{32 \cdot 120} = 159043,1 \text{ mm}^3 \quad (68) \quad .$$

Napětí v ohybu v podpěře A:

$$\sigma_{omax} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{13779,3}{159043,1} = \mathbf{86,64 \text{ MPa}} \quad (69) \quad .$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_k = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - D_4^4)}{16 \cdot D_1} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 60^4)}{16 \cdot 120} = 318086,3 \text{ mm}^3 \quad (70) \quad .$$

Kroutící moment na vřetenu.

$$M_k = M_{kmax} = 131 \text{ Nm} \quad (71) \quad .$$

Napětí od kroutícího momentu v místě podpory A:

$$\tau_{kmax} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{131}{318086,3} = \mathbf{0,41 \text{ MPa}} \quad (72) \quad .$$

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{omax}^2 + 3 \cdot \tau_{kmax}^2} = \sqrt{86,64^2 + 3 \cdot 0,41^2} = \mathbf{86,6 \text{ MPa}} \quad (73) \quad .$$

Bezpečnost v podpěře A:

$$k_{max} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{650}{86,8} = \mathbf{7,50} \quad (74) \quad .$$

Kontrola vřetene v místě vrubu 1

Maximální ohybový moment v místě vrubu 1:

$$M_{o1} = M_{ovř} + F_{Rmax} \cdot x_1 = 11969 + 29922 \cdot 18,5 = 12522,5 \text{ Nm} \quad (75) \quad .$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot (D_5^4 - D_4^4)}{32 \cdot D_5} = \frac{\pi \cdot (124^4 - 60^4)}{32 \cdot 124} = 176921,5 \text{ mm}^3 \quad (76) \quad .$$

Napětí v ohybu v místě vrubu 1:

$$\sigma_{o1} = \alpha_{o1} \cdot \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = 2,3 \cdot \frac{12522,5}{176921,5} = \mathbf{162,8 \text{ MPa}} \quad (77) \quad .$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot (D_5^4 - D_4^4)}{16 \cdot D_5} = \frac{\pi \cdot (124^4 - 60^4)}{16 \cdot 124} = 353843,1 \text{ mm}^3 \quad (78) \quad .$$

Napětí od kroutícího momentu v místě vrubu 1:

$$\tau_{k1} = \alpha_{k1} \cdot \frac{M_k}{W_{k1}} = 2,1 \cdot \frac{131}{353843,1} = \mathbf{0,78 \text{ MPa}} \quad (79) \quad .$$

Redukované napětí dle HMM:

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 3 \cdot \tau_{k1}^2} = \sqrt{162,8^2 + 3 \cdot 0,78^2} = \mathbf{162,8 \text{ MPa}} \quad (80) \quad .$$

Bezpečnost v místě vrubu 1:

$$k_{max1} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{650}{163,1} = \mathbf{3,99} \quad (81) \quad .$$

Kontrola v místě vrubu 2

Pevnostní výpočet v místě vrubu 2 je totožný s pevnostním výpočtem v místě vrubu 1.

Maximální ohybový moment v místě vrubu 2:

$$\begin{aligned} M_{o2} &= M_{ovř} + F_{Rmax} \cdot (b + x_2) - F_A \cdot x_2 \\ &= 11969 + 29922 \cdot (65 + 23) - 9184,7 \cdot 23 = 14256,2 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (82) \quad .$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - D_4^4)}{32 \cdot D_1} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 60^4)}{32 \cdot 120} = 159043,1 \text{ mm}^3 \quad (83) \quad .$$

Napětí v ohybu v místě vrubu 2:

$$\sigma_{o2} = \alpha_{o2} \cdot \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = 2,1 \cdot \frac{14256,2}{159043,1} = \mathbf{188,24 \text{ MPa}} \quad (84) \quad .$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - D_4^4)}{16 \cdot D_1} = \frac{\pi \cdot (120^4 - 60^4)}{16 \cdot 120} = 318086,3 \text{ mm}^3 \quad (85) \quad .$$

Napětí od kroutícího momentu v místě vrubu 2:

$$\tau_{k2} = \alpha_{k2} \cdot \frac{M_k}{W_{k2}} = 1,5 \cdot \frac{131}{318086,3} = \mathbf{0,62 \text{ MPa}} \quad (86) \quad .$$

Redukované napětí dle HMM:

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 3 \cdot \tau_{k2}^2} = \sqrt{188,24^2 + 3 \cdot 0,62^2} = \mathbf{188,2 MPa} \quad (87) \quad .$$

Bezpečnost v místě vrubu 2:

$$k_{max2} = \frac{R_e}{\sigma_{red2}} = \frac{650}{188,4} = \mathbf{3,45} \quad (88) \quad .$$

Kontrola vřetene v místě vrubu 3

Maximální ohybový moment v místě vrubu 3:

$$M_{o3} = M_{ovř} + F_{Rmax} \cdot (b + x_3) - F_A \cdot x_3 \\ = 11969 + 29922 \cdot (65 + 48) - 9184,7 \cdot 48 = 14774,7 Nm \quad (89) \quad .$$

Modul průřezu v ohybu:

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - D_4^4)}{32 \cdot D_2} = \frac{\pi \cdot (110^4 - 60^4)}{32 \cdot 110} = 119103,9 mm^3 \quad (90) \quad .$$

Napětí v ohybu v místě vrubu 3:

$$\sigma_{o3} = \alpha_{o3} \cdot \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = 2 \cdot \frac{14774,7}{119103,9} = \mathbf{248,1 MPa} \quad (91) \quad .$$

Modul průřezu v krutu:

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - D_4^4)}{16 \cdot D_2} = \frac{\pi \cdot (110^4 - 60^4)}{16 \cdot 110} = 238207,7 mm^3 \quad (92) \quad .$$

Napětí od kroutícího momentu v místě vrubu 3:

$$\tau_{k3} = \alpha_{k3} \cdot \frac{M_k}{W_{k3}} = 1,8 \cdot \frac{131}{238207,7} = \mathbf{0,99 MPa} \quad (93) \quad .$$

Redukované napětí dle HMH:

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot \tau_{k3}^2} = \sqrt{248,1^2 + 3 \cdot 0,99^2} = \mathbf{248,1 MPa} \quad (94) \quad .$$

Bezpečnost v místě vrubu 3:

$$k_{max3} = \frac{R_e}{\sigma_{red3}} = \frac{650}{248,1} = \mathbf{2,62} \quad (95) \quad .$$

6.12.2 Mezní stav únavy

Jelikož vřeteno je součástí cyklicky zatěžována silou za rotace, je nutné provést kontrolu vřetene k MSÚ. Kontrola k MSÚ je počítána v místě s nejnižší hodnotou bezpečnosti k MSP. V tomto případě je nejnižší hodnota bezpečnosti k MSP v místě vrubu 3.

Je tedy nutné stanovit mez únavy vřetene dle [13]. Pro materiál vřetene dán vztah pro výpočet meze únavy (96)

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,54 \cdot 1000 = 504 MPa \quad (96) \quad .$$

Únavové zatížení ovlivňuje několik faktorů, které významně ovlivňují únavovou životnost. Proto se vypočítává korigovaná mez únavy, která zohledňuje další faktory a vypočítá se dle vztahu (97) [13]

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} \quad (97) \quad .$$

Součinitel jakosti povrchu: [13]

$$k_a = 1,58 \cdot R_m^{-0,085} = 1,58 \cdot 1000^{-0,085} \quad (98) \quad .$$

Součinitel velikosti tělesa: [13]

$$k_b = 1,5 \cdot D_3^{-0,157} = 1,5 \cdot 100^{-0,157} = 0,728 \quad (99) \quad .$$

Součinitel způsobu zatěžování: [13]

$$k_c = 1 \quad (100) \quad .$$

Součinitel vlivu teploty při 70°C: [13]

$$k_d = 0,987 + 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot t - 0,302 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 0,442 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 - 0,518 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 = 0,987 + 0,613 \cdot 10^{-3} \cdot 70 - 0,302 \cdot 10^{-5} \cdot 70^2 + 0,442 \cdot 10^{-8} \cdot 70^3 - 0,518 \cdot 10^{-11} \cdot 70^4 = \mathbf{1,017} \quad (101) \quad .$$

Součinitel při 99,99% spolehlivost: [13]

$$k_e = 0,753 \quad (102) \quad .$$

Součinitel dalších vlivů: [13]

$$k_f = 1 \quad (103) \quad .$$

Korigovaná mez únavy (97) je pak po dosazení těchto součinitelů rovna. (104)

$$\sigma'_{Co} = 0,878 \cdot 0,728 \cdot 1 \cdot 1,017 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 504 = \mathbf{246,7 MPa} \quad (104) \quad .$$

Součinitel vrubu pro ohybové zatížení je: [13]

$$\beta_o = \frac{\alpha_{o3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{o3} - 1)}{\alpha_{o3}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_3}}} = \frac{2}{1 + \frac{2 \cdot (2 - 1)}{2} \cdot \frac{139}{1000 \cdot \sqrt{1}}} = 1,756 \quad (105) \quad .$$

Součinitel vrubu pro smykové zatížení je: [13]

$$\beta_k = \frac{\alpha_{k3}}{1 + \frac{2 \cdot (\alpha_{k3} - 1)}{\alpha_{k3}} \cdot \frac{139}{R_m \cdot \sqrt{r_3}}} = \frac{1,8}{1 + \frac{2 \cdot (1,8 - 1)}{1,8} \cdot \frac{139}{1000 \cdot \sqrt{1}}} = 1,602 \quad (106) \quad .$$

Jelikož je součást v místě vrubu 3 namáhány kombinovaným zatížením, je nutno vypočítat redukované napětí pro výpočet bezpečnosti.

Amplituda redukovaného napětí: [13]

$$\sigma_{ared} = \beta_o \cdot \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = 1,756 \cdot \frac{14774,662}{119103,846} = \mathbf{217,82 MPa} \quad (107) \quad .$$

Střední redukované napětí: [13]

$$\sigma_{mred} = \sqrt{3} \cdot \beta_k \cdot \frac{M_k}{W_{k3}} = \sqrt{3} \cdot 1,602 \cdot \frac{131,4}{238207,7} = \mathbf{1,531 MPa} \quad (108) \quad .$$

Bezpečnost k MSÚ se vypočítá dle Gerberova kritéria, které je dáno vztahem (109): [13]

$$k_{msú} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{R_m}{\sigma_{mred}} \right)^2 \cdot \frac{\sigma_{ared}}{\sigma'_{Co}} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot \sigma_{mred} \cdot \sigma'_{Co}}{R_m \cdot \sigma_{ared}} \right)^2} \right] \quad (109) \quad .$$

$$k_{msú} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1000}{1,531} \right)^2 \cdot \frac{217,82}{246,7} \cdot \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \cdot 1,531 \cdot 246,7}{1000 \cdot 217,82} \right)^2} \right] = 1,132$$

Po vypočtení bezpečnosti kritických míst je navržena konstrukce vřetene vyhovující z hlediska mezních stavů MSP a MSÚ.

6.13 Výpočet pohonu C-osy

V této kapitole se budeme soustředit na výpočet pohonu polohování C-osy soustruhu. Jelikož je hlavní pohon vřetene řešen nepřímým motorem za použití řemenového převodu, je nutno navrhnout pohon polohování C-osy soustruhu. Z Multikriteriální analýzy byl jako pohon C-osy zvolen nepřímý motor s ozubeným převodem.

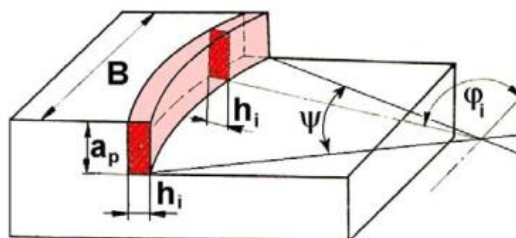
Pro volbu vhodného motoru polohovadla a převodu C-osy je nejdříve potřeba spočítat síly od obrábění, které se budou provádět pomocí C-osy. Obrábění, které se bude provádět na tomto vřeteni budou nejčastěji frézovací operace, a to jak čelní, tak válcové frézování.

6.13.1 Výpočet řezných sil frézování

Řezné síly budou vypočítány pro válcová a čelní frézování. Obráběný materiál bude stejný jako v případě soustružení, tedy vysoce legovaná ocel X100CrMo13.

Čelní frézování:

Při čelním frézování se používají tzv. čelní frézy, které mají břity umístěny na čele a obvodě frézy. Těmito frézami se většinou obrábí rovinné plochy a drážky pro pera aj. na rotačních součástech.



Na Obr. 50 jsou znázorněny parametry čelního frézování a v Tab. 24 jsou uvedeny

Obr. 50) Znázornění parametrů čelního frézování. [36]

parametry pro čelní frézování.

Tab. 24) Parametry pro čelní frézování

Parametry		Hodnoty
Šířka obrobku	$B_c [mm]$	25
Měrný řezný odpor	$k_{cfc} [MPa]$	4200
Řezná rychlost	$v_{cfc} [m/min]$	110
Posuv na zub	$f_{fc} [mm]$	0,5

Tloušťka třísky	$a_{pfc} [mm]$	0,8
Průměr frézy	$\varnothing d_{fc} [mm]$	42
Počet zubů	$z_{fc} [-]$	3

Otáčky čelního frézování:

$$n_{fc} = \frac{v_{cfc}}{d_{fc} \cdot \pi} = \frac{110}{42 \cdot \pi} = \mathbf{833,7 \text{ min}^{-1}} \quad (110) .$$

Posuvová rychlost čelního frézování:

$$v_{fc} = f_{fc} \cdot z_{fc} \cdot n_{fc} = 0,5 \cdot 3 \cdot 833,7 = \mathbf{1,3 \frac{m}{min}} \quad (111) .$$

Úhel záběru čelního frézování:

$$\psi_1 = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{B_c}{d_{fc}}\right) = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{25}{42}\right) = \mathbf{73,1^\circ} \quad (112) .$$

Počet zubů v záběru čelního frézování:

$$n_z = \frac{\psi_1}{360^\circ} \cdot z_{fc} = \frac{73,1}{360^\circ} \cdot 3 = 0,6 \quad (113) .$$

Počet zubů v záběru se zaokrouhluje na směrem nahoru proto je počet zubů $n_z = 1$

Průřez třísky čelního frézování:

$$A_{dfc} = a_{pfc} \cdot f_{fc} \cdot \sin(\psi_1) = 0,8 \cdot 0,5 \cdot \sin(73,1) = \mathbf{0,383 \text{ mm}^2} \quad (114) .$$

Řezná síla čelního frézování:

$$F_{cfc} = A_{dfc} \cdot k_{cfc} = 0,383 \cdot 4200 = \mathbf{1607,1 \text{ N}} \quad (115) .$$

Krouticí moment čelního frézování:

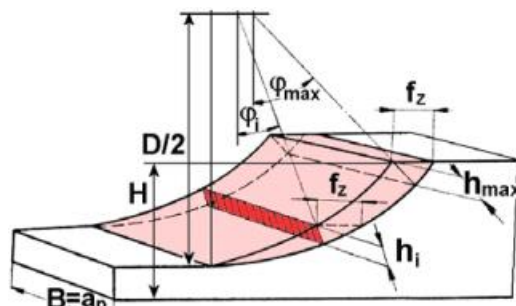
$$M_{kfc} = F_{cfc} \cdot d_{fc} = 1607,1 \cdot 42 = \mathbf{67,5 \text{ Nm}} \quad (116) .$$

Řezný výkon čelního frézování:

$$P_{fc} = F_{cfc} \cdot v_{cfc} = 1607,1 \cdot 110 = \mathbf{2946,3 \text{ W}} \quad (117) .$$

Válcové frézování:

Válcové frézování obrábíme pomocí válcovými a tvarovými frézami. Řezné hrany jsou umístěny na obvodu frézy. Tento typ frézování se používá pro výrobu n-úhelníků na konci rotační součásti a jiné tvarové prvky.



Obr. 51) Znázornění parametrů válcového frézování [36]

Na Obr. 51 jsou znázorněny parametry válcového frézování a v Tab. 1Tab. 25 jsou uvedeny parametry pro válcové frézování.

Tab. 25) Parametry pro válcové frézování

Parametry		Hodnoty
Šířka obrobku	$B_v[mm]$	16
Hloubka záběru	$H_v[mm]$	1,5
Měrný řezný odpor	$k_{cfv}[MPa]$	4200
Řezná rychlost	$v_{cfv}[m/min]$	120
Posuv na zub	$f_{fv}[mm]$	0,07
Tloušťka třísky	$a_{pfv}[mm]$	16
Průměr frézy	$\varnothing d_{fv}[mm]$	16
Počet zubů	$z_{fv}[-]$	4

Otáčky válcového frézování:

$$n_{fv} = \frac{v_{cfv}}{d_{fv} \cdot \pi} = \frac{120}{16 \cdot \pi} = \mathbf{2387,3 \text{ min}^{-1}} \quad (118) .$$

Posuvová rychlost válcového frézování:

$$v_{fv} = f_{fv} \cdot z_{fv} \cdot n_{fv} = 0,07 \cdot 4 \cdot 2387,3 = \mathbf{0,7 \frac{m}{min}} \quad (119) .$$

Průřez třísky válcového frézování:

$$\varphi_v = \frac{2}{d_{fv}} \cdot \sqrt{d_{fv} \cdot H_v - H_v^2} = \frac{2}{16} \cdot \sqrt{16 \cdot 1,5 - 1,5^2} = 0,583 \quad (120) .$$

$$A_{dfv} = a_{pfv} \cdot f_{fv} \cdot \varphi_v = 16 \cdot 0,07 \cdot 0,583 = \mathbf{0,653 \text{ mm}^2} \quad (121) .$$

Řezná síla válcového frézování:

$$F_{cfv} = A_{dfv} \cdot k_{cfv} = 0,653 \cdot 4200 = \mathbf{2742,2 \text{ N}} \quad (122) .$$

Krouticí moment válcového frézování:

$$M_{kfv} = F_{cfv} \cdot d_{fv} = 2742,2 \cdot 16 = \mathbf{43,9 \text{ Nm}} \quad (123) .$$

Řezný výkon válcového frézování:

$$P_{fv} = F_{cfv} \cdot v_{cfv} = 2742,2 \cdot 120 = \mathbf{5484,5 \text{ W}} \quad (124) .$$

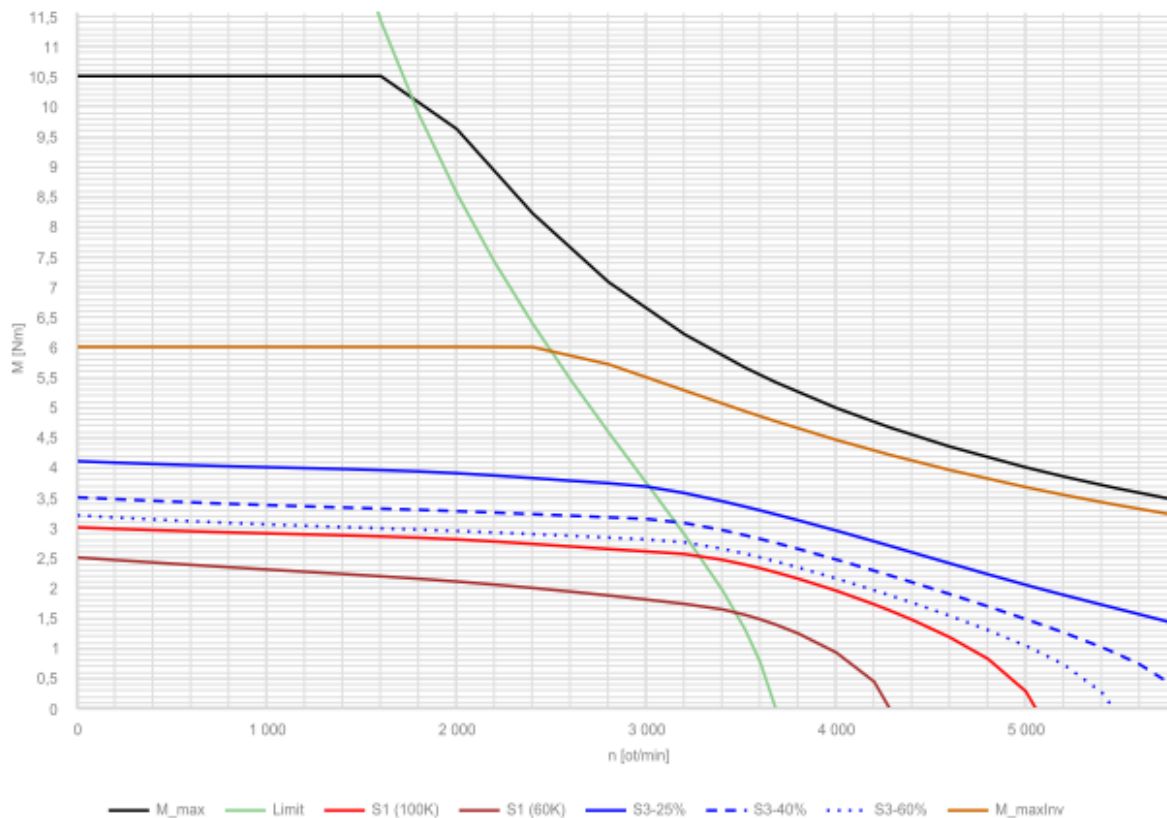
Z vypočtených řezných sil, momentů a výkonů vyplývá, že každý typ frézování má jiné parametry zatížení. Proto pro výběr motoru budeme uvažovat nejvyšší hodnoty momentu z vypočtených typů frézování. Tyto hodnoty jsou uvedeny v Tab. 26

Tab. 26) Parametry pro výběr motoru polohovadla C-osy

Parametry		Hodnoty
Moment motoru	$M_{Mc}[Nm]$	70

6.13.2 Volba polohovacího motoru

Jako motor pro polohování C-osy byl zvolen servomotor od firmy Siemens **1FK7042-2AF21-1CH1-Z**, který je vybaven 1stupňovou planetovou převodovkou **SP 075S-MF1**. Parametry servomotoru jsou uvedeny v Tab. 27 a momentová charakteristika je zobrazena na Obr. 52. Parametry převodovky jsou uvedeny v



Obr. 52) Momentová charakteristika servomotoru 1FK7042 [22]

Tab. 27) Parametry servomotoru polohování C-osy 1FK7042 [22]

Parametry		Hodnoty
Jmenovité otáčky	$n_{cjm} [min^{-1}]$	3000
Jmenovitý moment	$M_{cjm} [Nm]$	2,6
Maximální moment	$M_{cmax} [Nm]$	6
Moment v klidu	$M_{cklid} [Nm]$	3
Maximální otáčky	$n_{cmax} [min^{-1}]$	5800

Tab. 28) Parametry převodovky SP 075S-MF1 [22]

Parametry		Hodnoty
Převodový poměr	$i_p[-]$	4
Výstupní moment	$M_{pv}[Nm]$	81
Maximální moment	$M_{pmax}[Nm]$	10,5
Výstupní otáčky	$n_p[min^{-1}]$	2900
Maximální otáčky	$n_{pmax}[min^{-1}]$	9000
Maximální radiální zatížení	$F_{p.max}[N]$	4200
Účinnost převodovky	$\eta_{pp}[-]$	0,97

6.13.3 Výpočet ozubeného převodu

V této konstrukční variantě byl zvolen přenos kroutícího momentu ze servomotoru na vřeteno prostřednictvím ozubeného převodu. Pomocí programu Mitcalc byl zhotoven výpočet ozubeného převodu s přímými zuby.

Pro tento výpočet byly důležité parametry z Tab. 26 a další hodnoty z Tab. 27 a Tab. 28. Tento převod musí splňovat velkou přesnost chodu. Tuto podmínku dodržíme zvolením malého modulu ozubení a ten je $m_m = 1,5 \text{ mm}$. Dále byla jako materiál ozubených kol zvolena ocel 42CrV6, která je vhodná pro ozubená kola. V tabulkách Tab. 29 jsou uvedeny parametry potřebné pro výpočet ozubení.

Tab. 29) Parametry ozubení pro výpočet

Parametry		Hodnoty
Převodový poměr	$i_k[-]$	2,5
Počet zubů pastorku	$z_1[-]$	80
Počet zubů kola	$z_2[-]$	200
Modul ozubení	$m_m[mm]$	1,5
Šířka ozubení	$B_{oz}[mm]$	30
Osová vzdálenost	$A_{oz}[mm]$	210
Úhel záběru	$\alpha_{oz}[^\circ]$	20
Bezpečnost na únavu v dotyku	$k_{SH}[-]$	2,12
Bezpečnost na únavu v ohybu	$k_{SF}[-]$	1,70

Pomocí programu Mitcalc bylo vypočteno zatížení působící na ozubení. Hodnoty zatížení jsou uvedeny v Tab. 30

Tab. 30) Zatížení ozubeného převodu

Parametry		Hodnoty
Obvodová síla	$F_t [N]$	1647
Normálová síla	$F_n [N]$	1752
Radiální síla	$F_r [N]$	599
Obvodová rychlost na roztečné kružnici	$v_{oz} \left[\frac{m}{s} \right]$	18,22

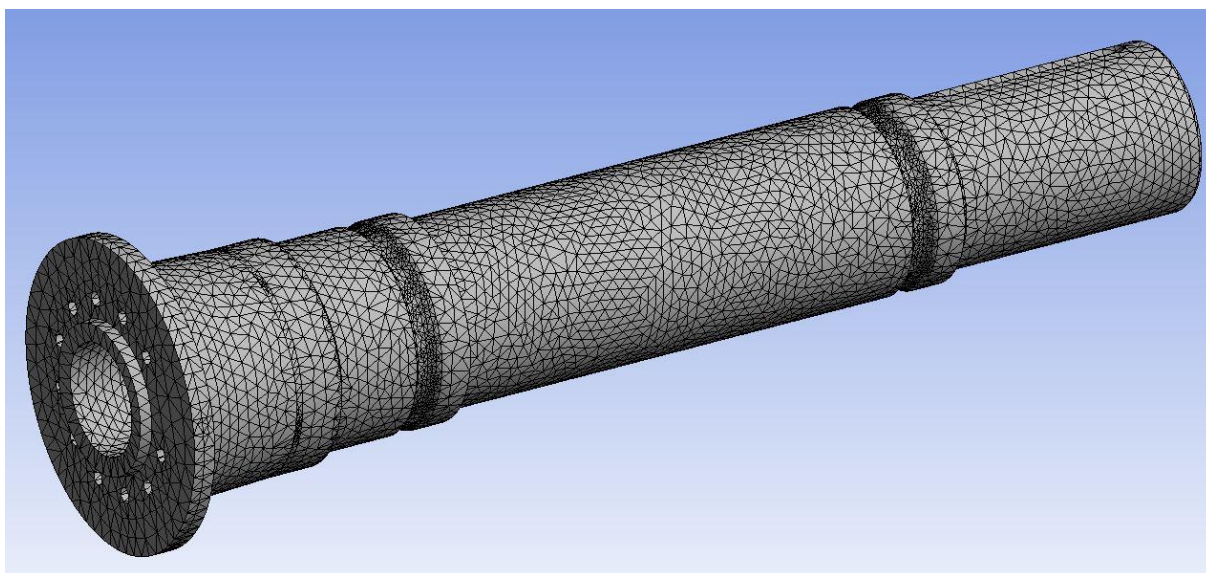
7 VÝPOČTY MKP

Výpočty vřetene provedené v předchozích kapitolách byly zjednodušeny pro snadnější výpočet a pro přesnější kontrolu vřetene. V této kapitole budou ověřeny předchozí analytické výpočty pomocí metody konečných prvků (MKP). K těmto výpočtům bude použit program Ansys Workbench, pomocí kterého budou ověřeny výpočty deformací a zatížení vřetene a dále se použije k nalezení vlastní frekvence vřetene.

7.1 Model vřetene

Základem pro MKP výpočet v programu Ansys Workbench je vložení modelu vřetene. Model vřetene byl vytvořen pomocí Autodesk Inventor a následně importován do modelového prostoru programu Ansys. Dále byly nastaveny hodnoty materiálu vřetena (51CrV4)

Dále byla vygenerována síť konečných prvků o velikosti až 8 mm. V místě vrubů, kde je předpokládáno vyšší napětí, mají prvky velikost maximálně 2 mm pro získání přesnějších hodnot napětí. Výsledná síť konečných prvků je zobrazena na Obr. 53

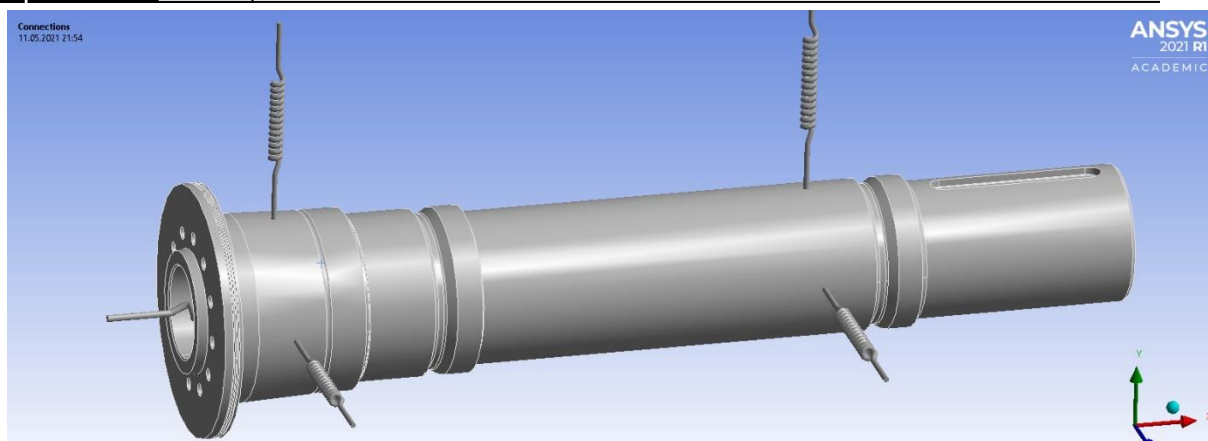


Obr. 53) Síť konečných prvků vřetena

7.2 Okrajové podmínky

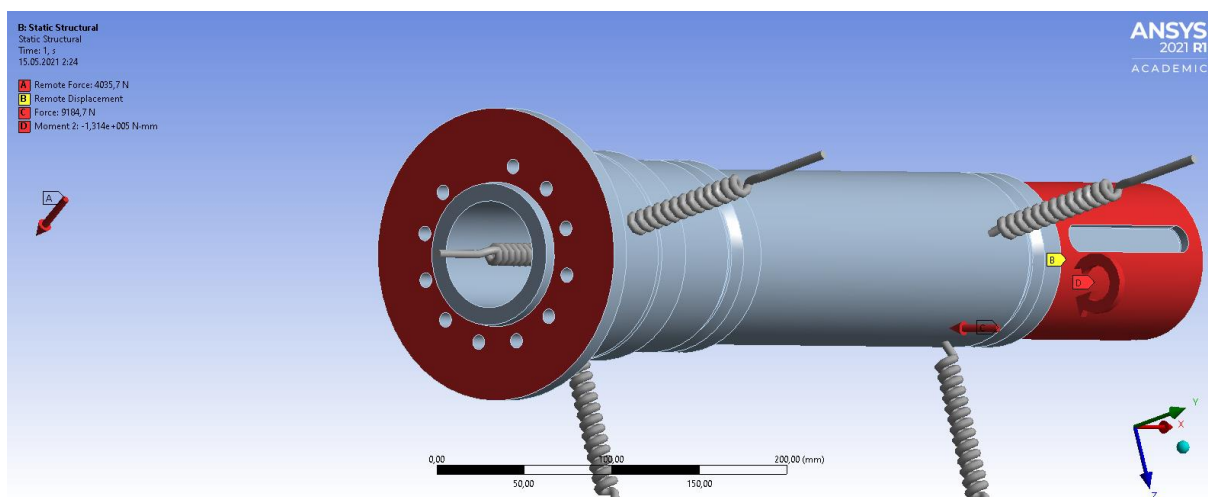
Pro pevnostní kontrolu pomocí MKP je potřebné odebrat všechny stupně volnosti modelu vřetene a stanovit okrajové podmínky výpočtu. Vřeteno je uloženo ve dvou válečkových ložiscích a v jednom axiálním kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem. Pro tento výpočet MKP analýzy bude použito zjednodušení výpočtového modelu jako v případě analytického výpočtu. Působení ložisek bude nahrazeno dvěma posuvnými podporami (válečková ložiska) a jednou pevnou podporou (axiální kuličkové ložisko).

Podpory budou v analýze realizovány pomocí pružin spojených se zemí, které mají stejnou tuhost jako daná ložiska a připojení k vřetenu. Pro zadání radiální tuhosti ložiska je použito dvou pružin umístěné v osách Y a Z a pro zadání axiální tuhosti ložiska pak umístění jedné pružiny v ose X (Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.)



Obr. 55) Realizace tuhosti ložisek vřetene

Dále bylo umístěno zatížení vřetene od řemene a řezných sil (viz. Obr. 54) dle parametrů z analytických výpočtů. Působíště řezné síly bylo posunuto do skutečného působíště při obrábění oproti zjednodušené verzi v analytických výpočtech. Dále bylo nutné zamezení rotace vřetene kolem své osy pomocí remote displacement viz. hodnoty zadaných okrajových podmínek, které jsou uvedeny v Tab. 31



Obr. 54) Okrajové podmínky vřetene

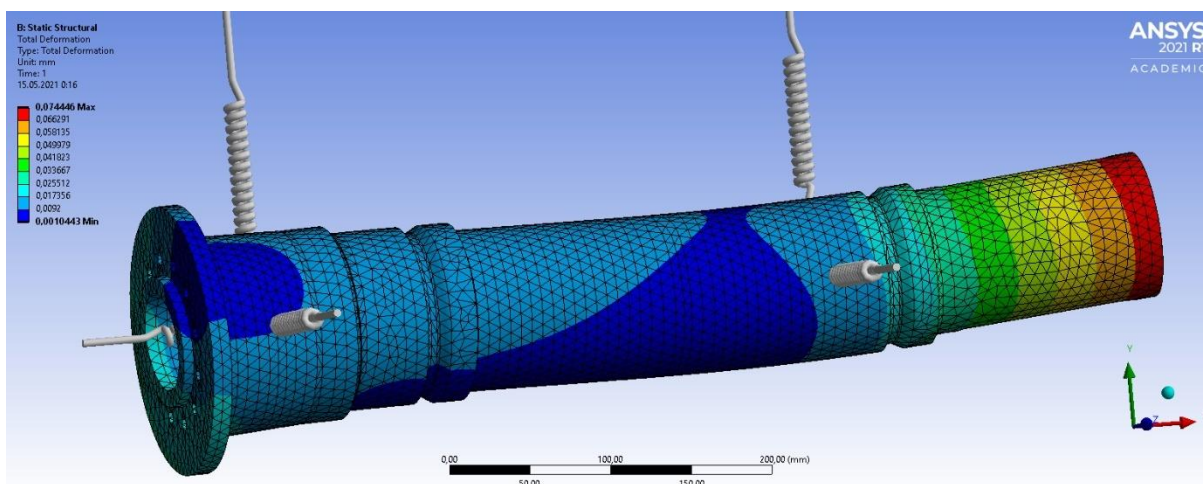
Tab. 31) Okrajové podmínky MKP analýzy

Parametry		Hodnoty
Řezná síla	$F_{cmax} [N]$	3 650
Posuvová síla	$F_{pmax} [N]$	1 460
Pasivní síla	$F_{fmax} [N]$	912,5
Síla od řemene	$F_{ry} [N]$	978,5
Síla od řemene	$F_{rz} [N]$	1 694,8
Řezný kroutící moment	$M_{kmax} [Nmm]$	131 400
Kroutící moment od řemene	$M_{kř} [Nmm]$	134 400
Radiální tuhost válečkového ložiska A	$K_{Ar} [N/mm]$	2 760 000

Axiální tuhost kuličkového ložiska B	$K_{Ba} [N/mm]$	357 000
Radiální tuhost válečkového ložiska C	$K_{Cr} [N/mm]$	2 350 000

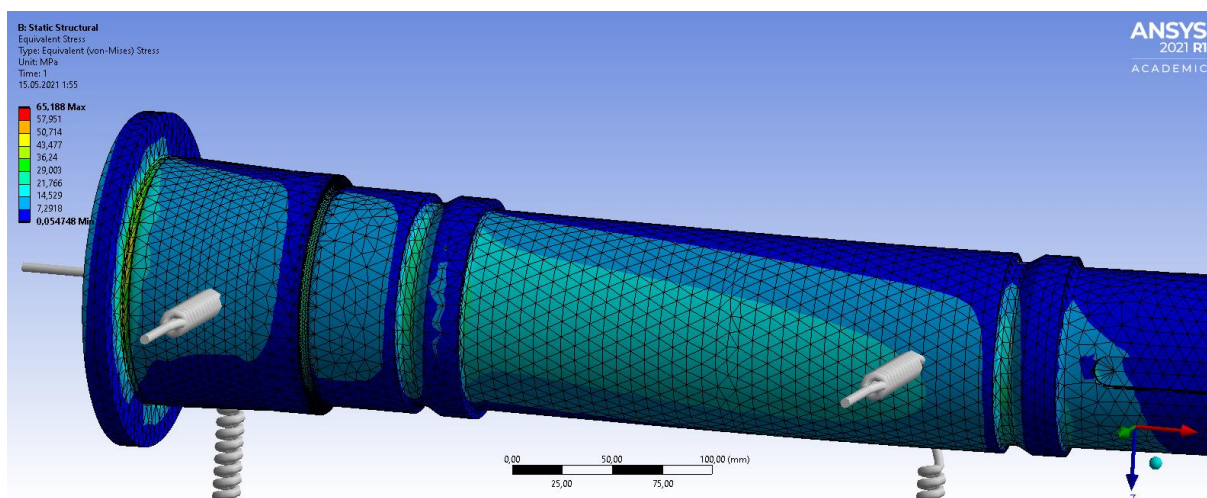
7.3 Deformační a pevnostní kontrola

Dle výpočtu pomocí MKP vychází největší deformace vřetene na zadním konci vřetene (Obr. 56) a největší hodnota získaná deformace nabývá hodnot $74,4 \mu m$. Hodnota vypočtené deformace v kapitole 6.9 je $24,8 \mu m$. V tomto případě je získaná hodnota z MKP analýzy větší kvůli zjednodušení modelu vřetene pro výpočet a zvětšení vzdálenosti mezi ložisky, než byla vypočtena minimální vzdálenost ložisek.



Obr. 56) Celková deformace vřetene

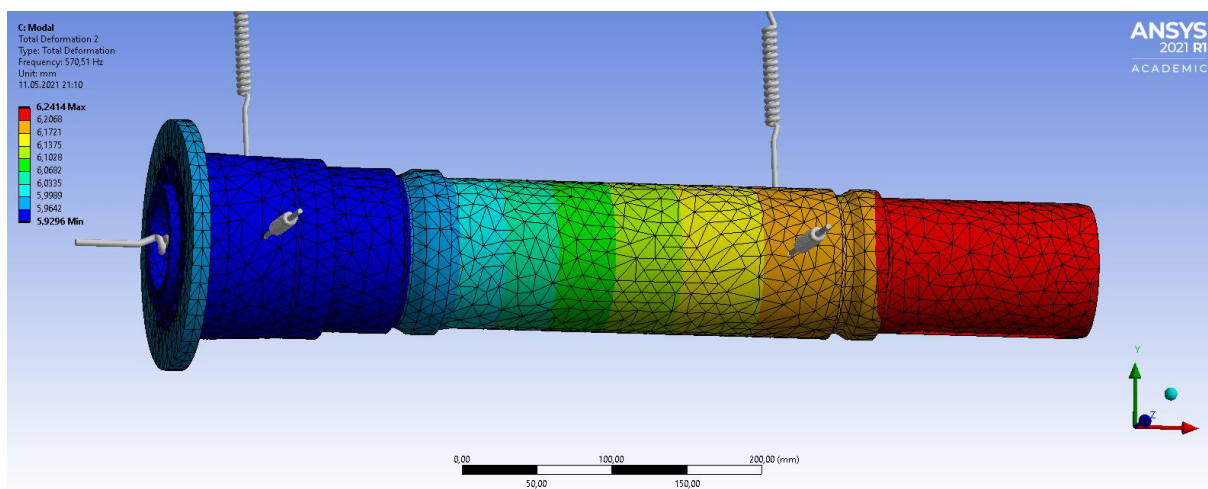
Dle napěťové analýzy (Obr. 57) se největší napětí na vřeteni vyskytuje na předním konci vřetene, kde vychází i podle analytických výpočtů. Maximální napětí na vřetene nabývá hodnot $65 MPa$. Získané hodnoty z MKP analýzy jsou menší kvůli zjednodušení modelu vřetene při aplikování okrajových podmínek týkajících se ložisek a zvětšením vzdálenosti válečkových ložisek než je vypočtená minimální vzdálenost ložisek.



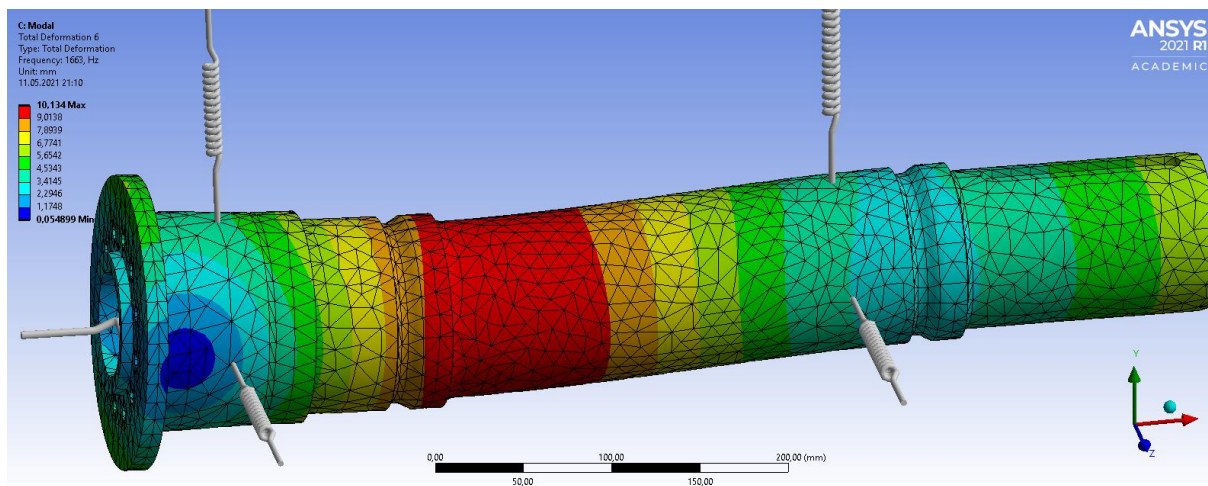
Obr. 57) Napěťová analýza vřetene

7.4 Modální analýza

Pro výpočet vlastních frekvencí vřetene pomocí programu Ansys byl použit modul modální analýzy, kdy výpočet vlastních frekvencí a deformací vřetene probíhá v nezatíženém stavu. Těmto získaným vlastním frekvencím je nutné se při konstrukci vyhnout, aby nedocházelo k rezonancím ve stroji. Pomocí modální analýzy vřetene bylo zjištěných prvních šest vlastních frekvencí. Deformace při vlastních frekvencích vřetene dochází v osách Y a Z díky symetrii objektu. Tvary vypočtených deformací jsou zobrazeny na Obr. 58 a Obr. 59.



Obr. 58) Deformace první vlastní frekvence vřetene



Obr. 59) Deformace páté vlastní frekvence

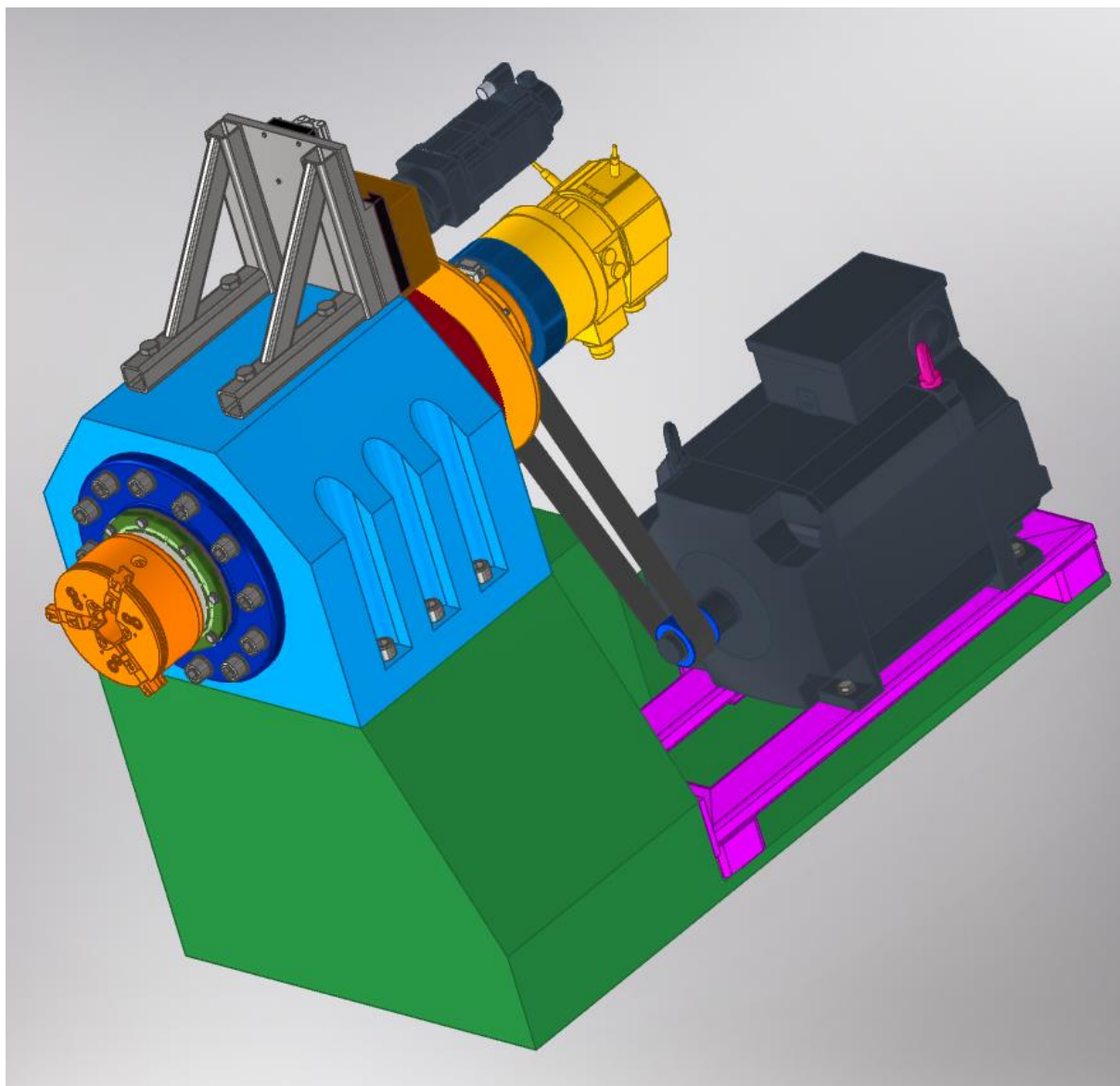
Vypočtená první vlastní frekvence nabývá hodnot $570,51 \text{ Hz}$, což odpovídá $34230,6 \text{ min}^{-1}$ otáčkám vřetene. Jelikož maximální otáčky vřetene jsou 5000 min^{-1} , nebude docházet k rezonančním vlivům za chodu vřetene. Další vypočtené vlastní frekvence jsou uvedeny v Tab. 32. Při modální analýze bylo uvažováno obrábění jednoduchých tvarů polotovarů (válcové tyče, tyčky čtvercového průřezu).

Tab. 32) Hodnoty vlastních frekvencí vřetene

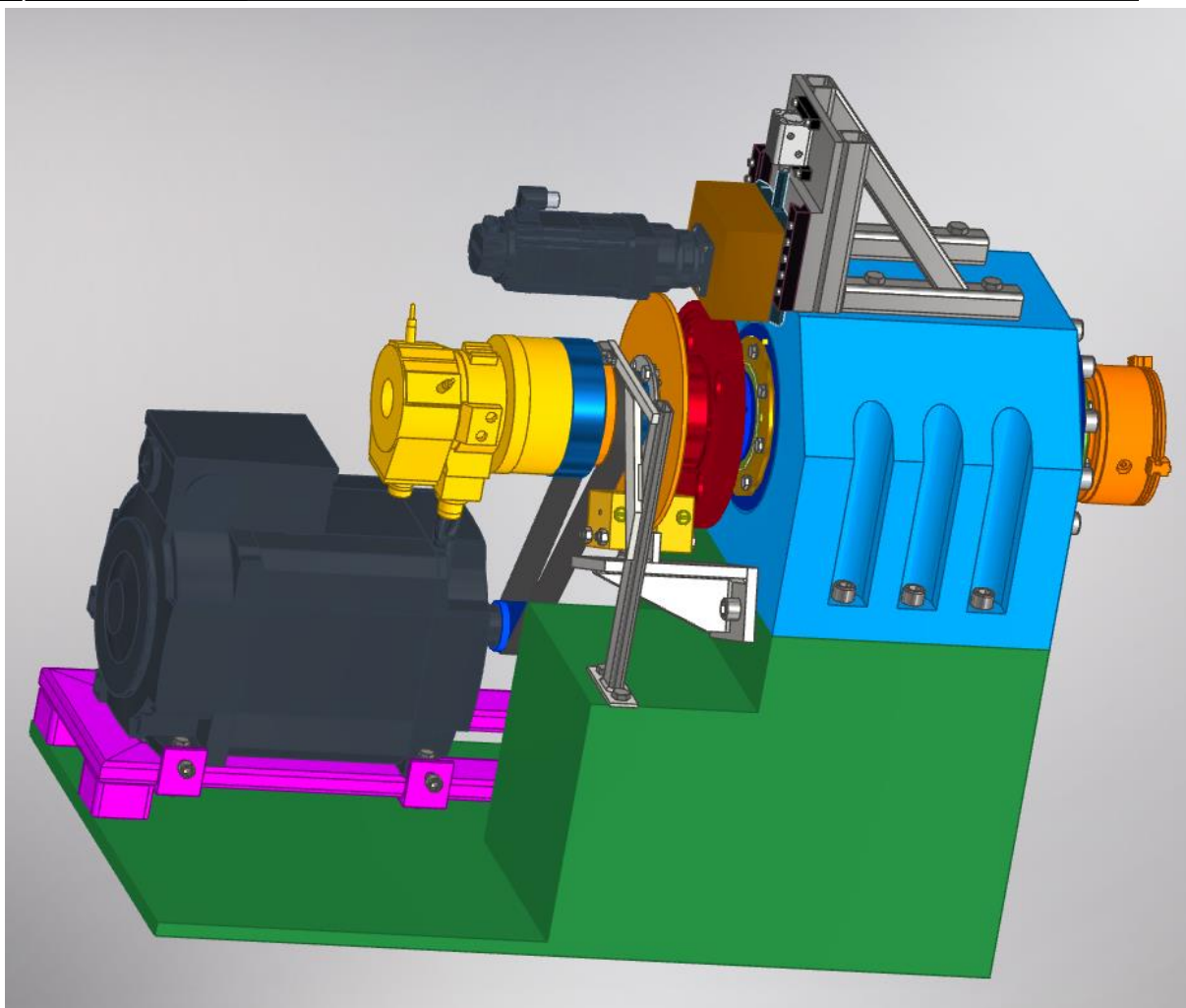
Mod	Vlastní frekvence [Hz]	Otáčky [min^{-1}]
1	570,51	34 230,6
2	922,91	55 374,6
3	924,41	55 464,6
4	1 662,1	99 726
5	1 663	99 780
6	2 350,9	141 054

8 POPIS KONSTRUKCE

V této kapitole budou popsány součásti, které bylo nutno pořídit pro správnou funkci vřeteníku. Taktéž budou popsány navržené konstrukční prvky vřeteníku. Na Obr. 60 a Obr. 61 je zobrazen 3D model vřeteníku.



Obr. 60) Konstrukce vřeteníku – přední pohled



Obr. 61) Konstrukce vřeteníku – zadní pohled

8.1 Popis nakupovaných součástí

8.1.1 Upínací mechanismus

Sklíčidlo je jedna z důležitých součástí, která slouží k upínání obrobku, a tím přenosu krouticího momentu na obrobek. Bylo vybráno silové sklíčidlo od firmy Schunk (ROTA THW PLUS 185-50 A5-GBK) (Obr. 62), které má připojovací rozměry dle ISO 702-1 velikost vřetene č.5. Jelikož vybrané sklíčidlo používá hydraulické upínání je nutno použít upínací válec, který složí k pohybu upínacích čelistí (OPUS-H3 130-52) (Obr. 63). Technické údaje sklíčidla jsou uvedeny v Tab. 33. Upínací válec a sklíčidlo jsou umístěny na opačných stranách vřetene.

Pro spojení těchto prvků slouží propojovací trubka, která je vedená průchozí dírou ve vřetenu, jak je znázorněno na Obr. 67.



Obr. 62) Sklíčidlo [26]



Obr. 63) Upínací válec [26]

Tab. 33) Technické údaje sklíčidla

Parametry		Hodnoty
Typ vřetene		ISO 702 – 1 vel. 5
Maximální otáčky	$[min^{-1}]$	5700
Maximální upínací síla	$[kN]$	64
Maximální aktivační síla	$[kN]$	36
Zdvih pístů	$[mm]$	23
Hmotnost	$[kg]$	17

8.1.2 Brzda

Brzda na vřeteni slouží jako bezpečnostní prvek pro rychlé zastavení vřetene při poruše, otevření dveří či opravě stroje. Dále slouží také jako zajištění polohy vřetene při obráběcích operacích pomocí C-osy. Jako brzdový moment je brán maximální krouticí moment od obrábění (131,4 Nm).

Jako brzda je vybraná hydraulická kotoučová brzda od firmy Ringspann HW 040 HFA (Obr. 64), která má při průměru brzdového kotouče $\varnothing 340mm$ brzdící moment o velikosti 600 Nm.



Obr. 64) Brzda HW-040-HFA

8.1.3 Senzor odměřování polohy

Pro snímání polohy natočení vřetene pro frézovací operace pomocí C-osy byl vybrán modulární magnetický úhlový snímač od firmy Heidenhain (Obr. 65), který je tvořen hlavovým snímačem AK ERM 2280 a odměřovacím prstencem TTR ERM 2200C, který se dá připojit na vřeteno.

Přesnost tohoto snímače je $\pm 5,5''$, což je 0,0015. Tato přesnost je pro polohování vřetene pomocí C-osy dostačující.

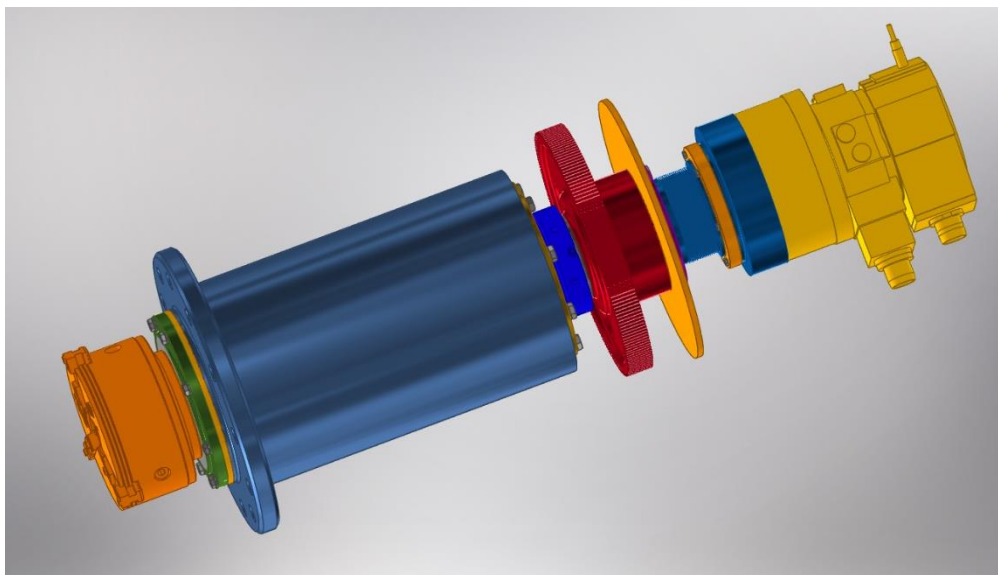


Obr. 65) Úhlový snímač [37]

8.2 Popis konstrukčních prvků

8.2.1 Vřeteno a jeho uložení

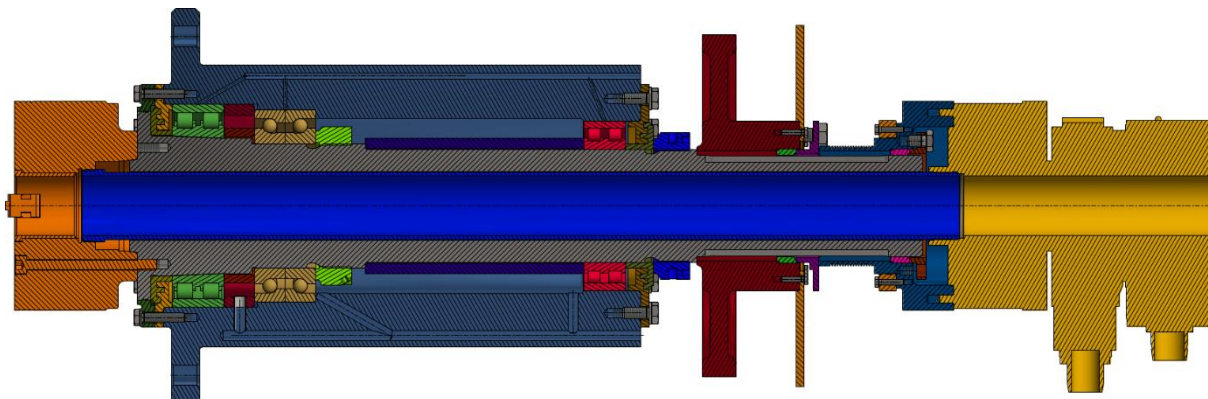
Uložení vřetene je řešeno pomocí uložení vřetene do kostry, která je zobrazena na Obr. 66. Toto konstrukční řešení usnadňuje montáž a demontáž do tělesa stroje a případnou opravu vřetene. Vřeteno je připojeno ke skříní pomocí dvanácti šroubů M20 – 70



Obr. 66) Vřeteno

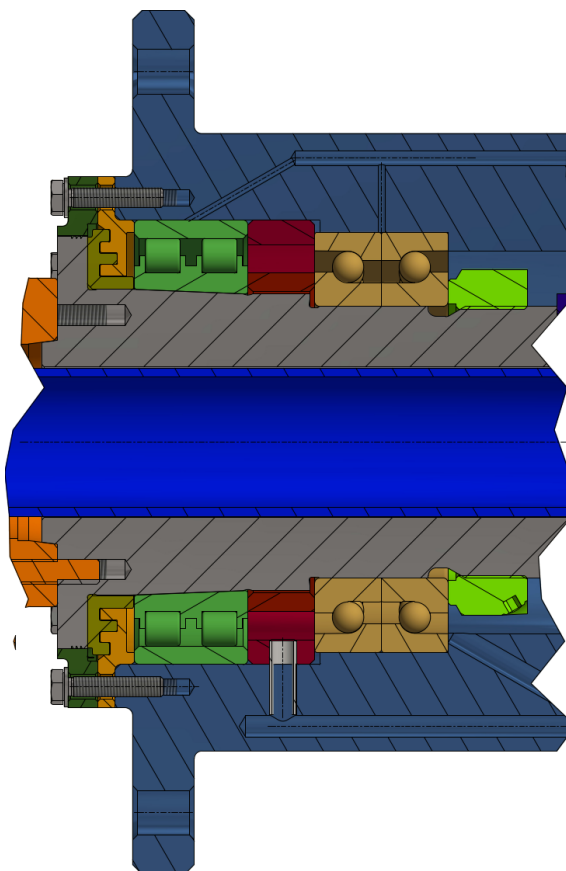
Řez vřetenem je zobrazen na Obr. 67, na kterém nejsou vykresleny nakupované součásti od dodavatelů. Je to z důvodu zjednodušení 3D modelu od výrobce, který má pouze orientační charakter.

Čelo vřetene je dimenzováno dle normy ISO 702-1 velikosti 5 pro snadné připojení sklíčidla pro upnutí obrobku.

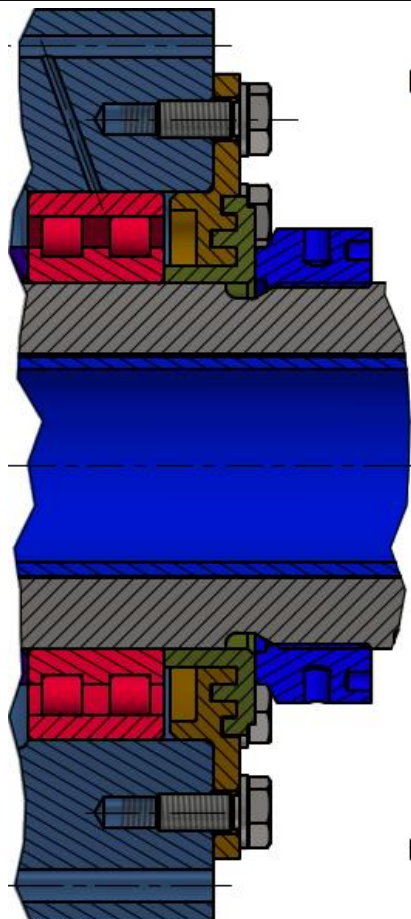


Obr. 67) Řez vřetenem

V přední části vřetene se nachází přední ložiskový uzel, kde je umístěno dvouřadé válečkové ložisko s kuželovou dírou pro zachytávání radiálního zatížení a také axiální dvouřadé kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem pomocí, kterým je zachytáváno axiální zatížení vřetene. Předpětí v předním ložiskovém uzlu je vyvoláno vložením distančních kroužků mezi ložisky a dotažením KMTA matice. Dále je v přední části vřetene uloženo bezkontaktní labyrintové těsnění, které zabraňuje vnikáním nečistot (jako jsou řezná kapalina, třísky aj.) do vnitřní části vřetene, čímž by mohlo dojít k poškození ložisek. Vnější část labyrintového těsnění je připojeno ke kostře pomocí osmi šroubů $M8 - 40$.



Obr. 68) Detail předního konce vřetene



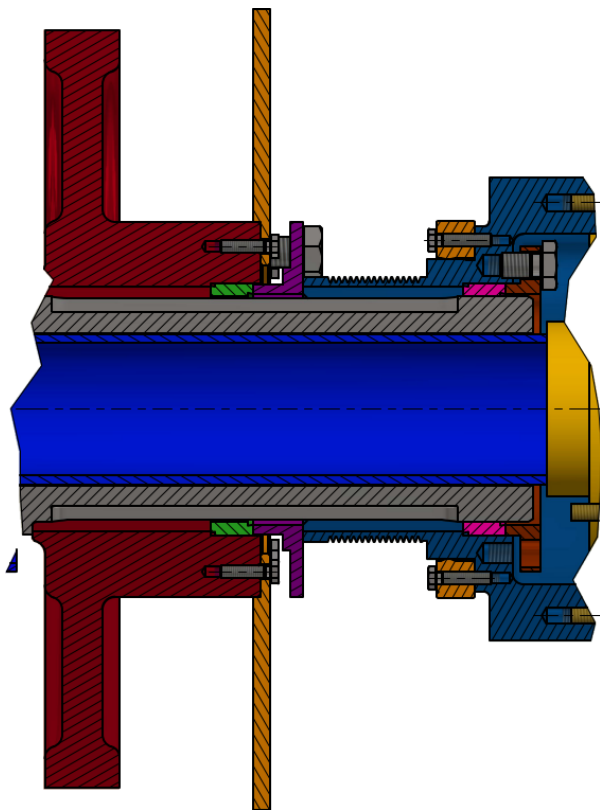
Obr. 69) Detail zadního konce vřetene

V zadní části vřetene je umístěno dvouřadé válečkové ložisko s válcovou dírou, které zachytává radiální zatížení a umožňuje axiální pohyb vřetene způsobený tepelnou dilatací. Ložisko je umístěno pomocí částí labyrintového těsnění, které je dotaženo pomocí KMTA matice. Druhá část labyrintového těsnění slouží jako víko, které je připojeno ke kostře pomocí osmi šroubů M8 – 20, jak se zobrazuje na Obr. 69.

Na zadním konci vřeten je za KMTA maticí umístěno ozubené kolo pro polohování C-osy, které je nasunuto na konec hřídele. Přenos krouticího momentu pro polohování C-osy je zajištěn dvěma těsnými pery o rozměrech 16x10-50 dle normy DIN 9885. Na ozubené kolo je dále nasunut brzdicí kotouč, který je k ozubenému kolu připojen pomocí dvanácti šroubů M5-20. K axiálnímu zajištění řemene je použito hřídelové upínací pouzdro SIT-LOCK 2. Dále je nasunut na konec vřetene řemenice pro pohon vřetene a přenos krouticího momentu je zajištěn pomocí dvou těsných per 16x10-50 dle normy DIN 9558. Nasunutí řemene na řemenice musí proběhnout ještě před nasazením řemenice na vřeteno. Řemenice dále slouží k upevnění prstence snímače natočení vřetene. K řemenici je dále upevněn ovládací válec sklíčidla. Zajištění axiálního posunutí řemenice je realizováno hřídelového upínacího pouzdra SIT-LOCK 2, jak je zobrazeno na Obr. 70.

Mazání ložisek je realizováno systémem olej-vzduch a toto medium je přiváděno systémem kanálků v kostře vřetene na vnější kroužky ložisek, které jsou vybaveny mazacími otvory, jež jsou umístěny v horní části kostry. Mazací kanálky jsou vrtány skrz plášť kostry pro snadnou výrobu. Následně jsou otvory na vnějším průměru kostry zaslepeny aby mazací médium procházelo bez velkých ztrát do ložiskového prostoru, kde dochází ke styku valivých těles s vnějším a vnitřním

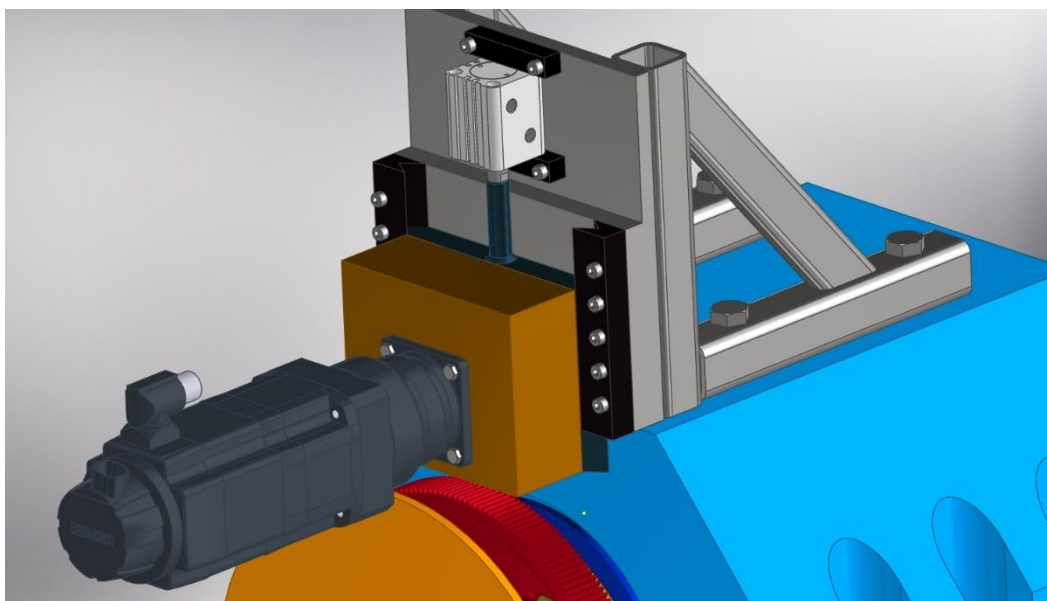
kroužkem tělesa, je použito těsnících O-kroužků na vnitřním průměru kostry, kde jsou umístěny ložiska. Staré mazací médium je odváděno pomocí odvodních kanálků, které se nacházejí ve spodní části kostry.



Obr. 70) Detail zadního konce vřetene 2

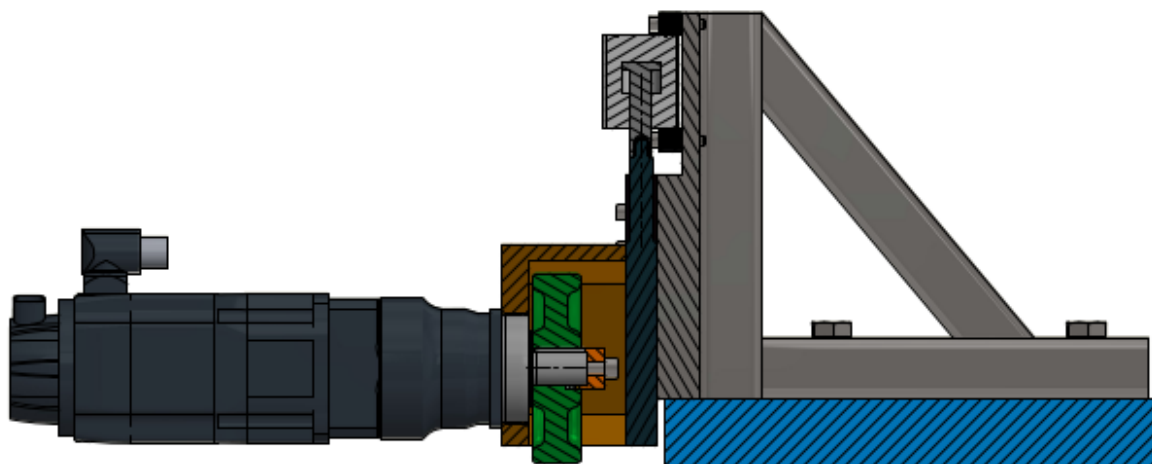
8.2.2 Polohovadlo C-osy

Konstrukce polohovadla C-osy se skládá z konzole, která je umístěna na skříní vřetene. Důležitou součástí je hydraulický válec od firmy SMC CHKDL25TN-15, který slouží k odpojení



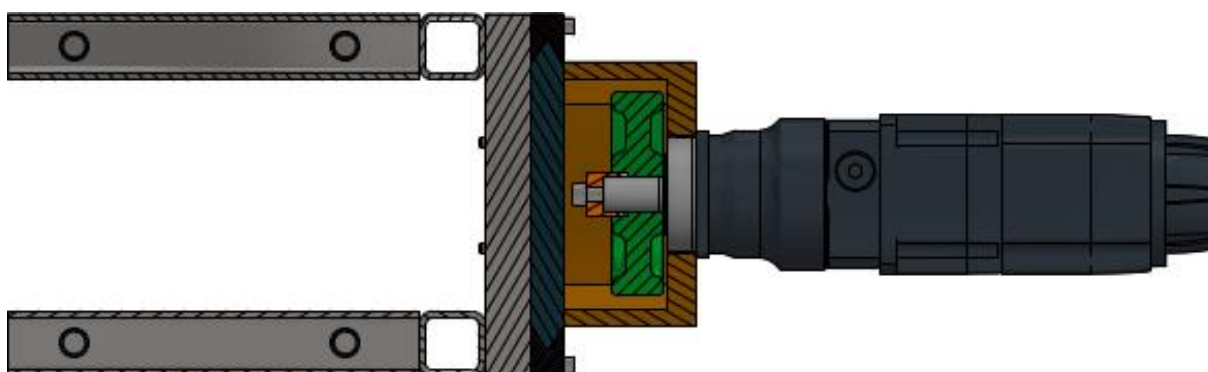
Obr. 71) Konstrukce polohovadla C-osy

pohonu C-osy zvětšením osové vzdálenosti ozubeného převodu. Dále je polohovadlo vybaveno servomotorem firmy Siemens **1FK7042-2AF21-1CH1-Z**, který je vybaven 1stupňovou planetovou převodovkou **SP 075S-MF1**. Na hřídel převodovky je nasunuto ozubené kolo a přes šroubový spoj připojený k vedení, které je přimontováno k pístu. Axiální pozice ozubeného kola je zajištěna hřídelovým upínacím pouzdrem SIT-LOCK 2 (Obr. 72 a Obr. 73).



Obr. 72) Řez polohovadlem C-osy

Zdvih pístu je 15 mm a osová vzdálenost ozubených kol je hlídána pomocí integrovaného snímače polohy zdvihu pístu ve válci.



Obr. 73) Půdorysný řez polohovadlem C-osy

9 ZHODNOCENÍ A DISKUZE

Cílem diplomové práce je vypracování návrhu konstrukce vřeteníku soustružnického centra. Vstupní parametry pro tento návrh jsou výkon vřetene cca $20kW$ a maximální otáčky vřetene 5000 min^{-1} .

Vzhledem k zadaným parametrům, které mají orientační charakter, byly ostatní parametry nutné pro konstrukci vřeteníku vzaty z řešeršní části diplomové práce tak, aby splňovaly vstupní parametry. Pro výběr hlavního pohonu vřeten bylo nutno stanovit typ prováděných operací, u kterých dochází k největšímu zatížení vřetene. Proto byla vybrána varianta hrubovací soustružnické operace na průměru 60 mm . Po provedení nutných výpočtů byl vybrán motoru od firmy Siemens 1PH8163-1AG20-0MB2 a řemenový převod s drážkovým řemen PJ jako hlavní pohon vřetene. K návrhu řemene byl použit program SKF PT Belt Calculations.

Pro uložení přední části vřetene je v předním ložiskovém uzlu použito dvouřadého válečkového ložiska s kuželovou dírou a axiálního dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem z katalogu SKF pro vysoce přesná ložiska, která se aplikují v konstrukcích vřeten. Ložiska v tomto uzlu jsou předepnuta pomocí KMTA matice. Zadní konec vřetene je pak uložen pomocí dvouřadého válečkového ložiska s válcovou dírou, které umožňuje axiální posunutí vřetene vlivem teplotní dilatace.

Pro zvolené ložiskové uložení byla spočítána životnost ložisek, kde nejnižší trvanlivost vyšla u ložiska, které je umístěno na zadním konci vřetene a jeho životnost je $136\,569,4\text{ hodin}$. Interval výměny maziva (olej – vzduch) je výrobcem doporučována jednou za 12 měsíců.

Dále byly provedeny kontrolní výpočty k mezním stavům pružnosti a k meznímu stavu únavy pro místo, kde vyšla nejmenší bezpečnost. Nejmenší bezpečnost k MSP vyšla v místě vrubu 3 dle Obr. 49, kde bezpečnost k MSP je 2,62 a bezpečnost MSÚ je 1,132.

V dnešní době se u soustružnických center vyskytuje i obrábění pomocí C-osy, díky níž se můžou provádět i jiné obráběcí operace na jedno upnutí obrobku. Z toho důvodu bylo do konstrukce zavedena též konstrukce polohování vřetene C-osy. Pro návrh tohoto mechanismu bylo nutno stanovit typ obráběcí operace. Bylo zvoleno čelní a válcové frézování a po výpočtu řezných sil byl vybrán vhodný pohon se servomotorem od firmy Siemens 1FK7042-2AF21-1CH1-Z, který je vybaven 1stupňovou planetovou převodovkou SP 075S-MF1 a převodem pomocí ozubených kol. Výpočet ozubeného převodu proběhl pomocí programu MITCalc. Pro správnou funkci polohovadla C-osy byl použit úhlový snímač polohy. Vypínací mechanismus polohovadla C-osy byl realizován zvednutí mechanismu C-osy pomocí hydraulického válce se zdvihem 15 mm , a tak nedošlo k poškození pohonu C-osy při běžném soustružení.

Dále byla do konstrukce vřeteníku přidána brzda jako bezpečnostní prvek a také jako pojištění polohy při frézovacích operacích prováděné pomocí C-osy.

10 DOPORUČENÍ PRO PRAXI

Při výrobě vřeteníku je nutno dbát na přesnost jednotlivých dílů zvláště u dílů, které jsou v kontaktu s ložisky. Dále je nutné dbát na pečlivou montáž vřetene. Přesnost výroby a montáže dílů vřetene má dopad na konečnou přesnost vřetene. Mezi tyto díly patří kostra vřetene, rozpěrné kroužky mezi ložisky, labyrintová těsnění, víka a samotné vřeteno.

Před montáží ložisek je nutno změřit házivosti ložiskových ploch na vřetení a kostře. Při montáži předního ložiskového uzlu je nutno nejdříve na zkoušku nasadit válečkové ložisko s kuželovou dírou a změřit vzdálenost mezi válečkovým ložiskem a axiálním kuličkovým ložiskem a případně dobrousit na správnou vzdálenost distanční kroužky. Po úpravě distančních kroužků se na vřeteno nejdříve nasune přední labyrintové těsnění, které se opírá o přední část vřetene a na něj se nasune přední ložiskový uzel a vyvodí se požadované předpětí pomocí KMTA matice. Poté se vloží distanční trubka mezi axiální kuličkové ložisko, na kterou se pak nasune zadní ložisko.

Po kontrole ložiskových ploch v kostře vřetene se nasadí těsnící O-kroužky, které slouží k správné funkci mazání ložisek.

Po nasunutí ložisek na vřeteno se vloží tento montážní celek do skříně a přimontuje se na kostru vřetene. Na zadní část vřetene se pak nasadí labyrintové těsnění, které se následně dotáhne KMTA maticí pro vyvození předpětí zadního ložiska. Druhá část labyrintového těsnění, které slouží jako víko, se připevní na kostru vřetene pomocí šroubů.

11 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem vřeteníku soustružnického centra o výkonu cca 20 kW a maximálních otáček 5000 min^{-1} .

V rešeršní části diplomové práce se pojednává o definici soustružnického centra a popisu jednotlivých částí vřeteníku. Popisují se hlavně druhy pohonů, požadavky na uložení a skladbu vřeteníků, volbu mazacího a těsnícího systému. Dále se rešeršní část zabývá způsoby upínací soustavy vřetene. Jelikož v dnešní době je výbava vřeten rozšířena o možnost polohování obrobků pomocí C-osy u soustružnických center v základní výbavě, bude i v této diplomové práci počítáno s konstrukcí polohovadla C-osy.

Další část diplomové práce je věnována zpracování poznatků získané v rešeršní části práce a zpracování několika konstrukčních variant vřeteníků. Tyto návrhy jsou pak pomocí multikriteriální analýzy porovnány a pro variantu s nejlepším hodnocením je vypracována detailní konstrukční dokumentace.

Další kapitoly jsou věnovány výpočtům a volbě potřebných parametrů pro konstrukci vřeteníku soustružnického centra mezi které patří volba obráběcích parametrů pro soustružení a frézování, výběr a výpočet pohonů dle vypočteného zatížení od obrábění. Dále je zde uveden výpočet a volba ložiskových uzlů, výpočet zatížení vřetene a dále kontrola vřetene k MSP a MSÚ.

Výpočty získané z předešlé kapitoly jsou ověřeny pomocí MKP analýzy a pomocí MKP analýzy byly nalezeny vlastní frekvence vřetene.

Poslední kapitola je zaměřena na popis jednotlivých částí konstrukce vřeteníku.

Výsledkem této diplomové práce je vřeteník soustružnického centra umožňující další způsoby obrábění, jakou jsou frézování, vrtání, aj. Parametry navrženého vřeteníku jsou uvedeny v Tab. 34

Tab. 34) Parametry navrženého vřeteníku

Parametry		Hodnoty
Výkon motoru	[kW]	22
Jmenovitý moment motoru	[Nm]	210
Jmenovitý moment vřetene	[Nm]	135
Maximální krouticí moment motoru	[Nm]	560
Maximální krouticí moment vřetene	[Nm]	250
Maximální otáčky vřetene	[min^{-1}]	5121
Maximální moment C-osy	[Nm]	132
Typ předního konce vřetene		SO 702 – 1 vel. 5
Maximální průměr tyčového materiálu	[mm]	52

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *Soustružení* [online]. Ostrava [cit. 2020-11-17]. Dostupné z: <https://www.osu.cz/dokumenty/proportal/pdf/kpv/soustruzeni/lekce1.htm>
- [2] *MACHINING PERFORMANCE* [online]. Goodway: Goodway [cit. 2020-11-17]. Dostupné z: https://www.goodwaycnc.com/exhtml_goodway/goodway_en/turning/horizontal/gls_150/performance.htm
- [3] *Technologie stroje a zařízení: Technologie* [online]. 2012 [cit. 2020-11-19]. Dostupné z: <http://techstroj.g6.cz/T/T13.pdf>
- [4] *ČKD SKDY* [online]. ČKD Blansko [cit. 2020-11-19]. Dostupné z: <http://www.ckd-blansko.cz/cz/produktove-portfolio/svisle-soustruhy-karusely/ckd-skdy>
- [5] ČSN 20 0200. Obráběcí stroje na kovy: Názvosloví obráběcích strojů. Praha, 1975.
- [6] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991, 214 s. : il. tabulky, grafy. ISBN 80-214-0361-6.
- [7] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Třetí. Praha: MM publishing, 2014, 684 s. : il. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [8] HAMMER, Miloš. *Elektrotechnika a elektronika: přednášky*. Vydání první. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006, 134 stran : černobílé ilustrace. ISBN 80-214-3334-5.
- [9] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické sevopohony*. Brno, 88 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/predmety/detail/230172>. VUT FSI.
- [10] *Servomotory* [online]. [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/vyroby/motory/servomotory/servomotoren_3.html
- [11] *What is DC Servo Motor : Principle and Its Applications* [online]. [cit. 2021-04-14]. Dostupné z: <https://www.watelectrical.com/what-is-dc-servo-motor-principle-and-its-applications/>
- [12] SKF GROUP. *Vysoce přesná ložiska*. 2015, 424 s. Dostupné také z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings--13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf
- [13] SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE a Richard BUDYNAS, Miloš VLK, Martin HARTL. *Konstruování strojních součástí*. První. Brno: VUT IUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [14] *HHW Katalog 2020: Upínací technika*. 2020. Dostupné také z: https://www.hhw.cz/uploads/seiten/HHW_katalog/HHW_Katalog_2020_CZ_Svazek1_Soustruznicke_nastroje.pdf

- [15] JENÍK, Jan. *Konstrukce osy C soustruhu*. Brno, 2010. Bakalářská práce. VUT FSI. Vedoucí práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [16] MEDŘICKÝ, Radomír. *Odměrovací systémy: odměřování přímé a nepřímé, přírůstkové a absolutní*. Liberec, 2014. Dostupné také z: <http://www.ksa.tul.cz/getFile/id:3672>. Technická univerzita v Liberci Katedra výrobních systémů a automatizace.
- [17] *Vřeteno 5 000 rpm* [online]. [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.haascnc.com/cs/productivity/spindles/5k-30hp-a2-6.html>
- [18] *SE2000MA* [online]. [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: https://machine.hyundai-wia.com/eu/product/product_detail.asp?PRODUCT_SEQ=525&PRODUCT_CODE=A01004
- [19] *TURNING SPINDLE D300BH* [online]. [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://www.weissgmbh.com/en/products/product-finder/spindle/detail/turning-spindle-d300bhcf0702023svk-kx-10522/>
- [20] *LMS-A2-6* [online]. [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <http://www.posa-spindle.com/en/product-209-29>
- [21] *Soustružnické nástroje 2020* [online]. SANDVIK Coromant [cit. 2021-04-27]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/api/publications/download?url=https://cdn.sandvik.coromant.com/publications/a051719c-a26f-4769-815a-30885fc6fc53.pdf&fileName=c-2900-26.pdf>
- [22] *Konfigurátor motorů*. Siemens. Dostupné také z: <https://mall.industry.siemens.com>
- [23] ČSN ISO 281: Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost. Prosinec 2018. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 2018.
- [24] SOVADINA, František. *Konstrukce zařízení pro testování ložisek*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce Doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.
- [25] *MOGUL OL-J46* [online]. [cit. 2021-04-28]. Dostupné z: <https://eshop.paramo.cz/produkty/KatalogovyList.aspx?kodproduktu=V032211>
- [26] Soustružnický stroje. *Upínací technika* [online]. SCHUNK [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: https://schunk.com/cz_cs/upinaci-technika/category/upinaci-technika/soustruznický-stroj/
- [27] *Univerzální hrotové soustruhy PINACHO* [online]. In: . DK Machinery [cit. 2020-11-19]. Dostupné z: <https://www.dkmachinery.cz/obrabeci-stroje/univerzalni-hrotove-soustruhy/univerzalni-hrotove-soustruhy-pinacho/>
- [28] *Použité stroje* [online]. In: . [cit. 2020-11-19]. Dostupné z: <https://www.surplex.com/cz/stroje/c/celni-soustruhy-4346.html>
- [29] Řada SMN. *DK Machinery* [online]. [cit. 2020-11-19]. Dostupné z: <https://www.dkmachinery.cz/obrabeci-stroje/cnc-soustruhy/cnc-soustruhy-fat/cnc-soustruhy-fat-rada-smn/>

- [30] JANÍČKOVÁ, Petra. *Moderní konstrukční řešení CNC strojů: Sbližování teorie s praxí*. Uherské Hradiště. Dostupné také z: <http://www.uh.cz/szesgsm/files/sblizovani/pdf/mod-konstr-cnc.pdf>. Střední odborná škola technická.
- [31] *Converting a Logan 11" x 32" Lathe over to full CNC, Part 25*: [online]. In: . [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: <http://www.docsmachine.com/cnc/logan/logan25.html>
- [32] *The HYUNDAI WIA L800A CNC Lathe Turning Center* [online]. In: . [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: <http://smsmachine.com/cnc-machines/categories/cnc-lathe-turning-centers/hyundai-wia/l800a/>
- [33] *KTR-STOP® S-A-F aktivní hydraulická kotoučová brzda s plovoucím třmenem* [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.ktr.com/cz/produkty/ktr-stop-aktivni-hydraulicke-kotoucove-brzdy-s-plovoucim-trmenem/ktr-stop-s-a-f>
- [34] KUBÍČEK, Jaromír. *CNC-Obrábění: Souřadnicový systém pro soustružení*. Liberec. Dostupné také z: https://www.pslib.cz/komplex_CNC_a_CAM/files/Prezentace_PDF/Komplex_CNC_Kk_05.pdf. SPŠSE a VOŠ LIBEREC.
- [35] *Průručka pro technology - Jak je to s řeznými silami?* [online]. In: . 2012 [cit. 2021-04-18]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/prirucka-pro-technology-jak-je-to-s-reznymi-silami>
- [36] HUMÁR, Anton. *Technologie I: Technologie obrábění - 1.část*. Brno, 2003. Dostupné také z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/studijni-opory/TI_TO-1cast.pdf. Studijní opory. VUT FSI.
- [37] *Magnetické snímače* [online]. In: . Hiedenhain [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: https://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty/uhlove-snimace/modularni-uhlove-snimace-s-magnetickym-snimanim/

13 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

13.1 Seznam zkratk a symbolů

CNC		Počítačem řízený obráběcí stroj
a	$[mm]$	Vyložení ramene síly
L	$[mm]$	Vzdálenost ložisek
δ	$[mm]$	Celková deformace vřetene
δ_v	$[mm]$	Deformace vřetene
δ_l	$[mm]$	Deformace uložení (od ložisek)
δ_s	$[mm]$	Deformace skříně
F	$[N]$	Zatěžovací síla vřetene
E	$[GPa]$	Modul pružnosti materiálu
J_1	$[mm^4]$	Kvadratický moment
J_2	$[mm^4]$	Kvadratický moment
C_a	$[\mu m/N]$	Poddajnost ložiska
C_b	$[\mu m/N]$	Poddajnost ložiska
l_0	$[mm]$	Minimální vzdálenost ložisek
l_{ob}	$[mm]$	Délka obrábění
r	$[mm]$	Poloměr špičky VBD
VBD		Výměnná břitová destička
a_p	$[mm]$	Velikost třísky
f	$[mm]$	Posuv na otáčku
v_c	$[m/min]$	Řezná rychlost
$\varnothing D_z$	$[mm]$	Obráběný průměr
n	$[min^{-1}]$	Otáčky vřetene
k_{c1}	$[MPa]$	Měrný řezný odpor materiálu
F_c	$[N]$	Řezná síla
F_p	$[N]$	Axiální posuvová síla
F_f	$[N]$	Pasivní síla
F_e	$[N]$	Celková řezná síla
M_{k1max}	$[Nm]$	Řezný kroutící moment
P_1	$[W]$	Řezný výkon
$\varnothing d$	$[mm]$	Obráběný průměr

F_{cmax}	[N]	Maximální řezná síla
F_{pmax}	[N]	Maximální posuvová síla
F_{fmax}	[N]	Maximální pasivní síla
F_{emax}	[N]	Maximální celková řezná síla
M_{kmax}	[Nm]	Maximální řezný krouticí moment
i_{m-v}	[-]	Převodový poměr mezi motorem a vřetenem
η_k	[-]	Účinnost kuličkového ložiska
η_{vl}	[-]	Účinnost válečkového ložiska
η_p	[-]	Účinnost řemenového převodu
$M_{M,max}$	[Nm]	Maximální moment motoru
M_{eq}	[Nm]	Ekvivalentní moment
$P_{M,max}$	[kW]	Maximální výkon motoru
n_{jm}	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru
P_{jm}	[kW]	Jmenovitý výkon motoru
M_{jm}	[Nm]	Jmenovitý moment motoru
$n_{max,m}$	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru
$M_{max,m}$	[Nm]	Maximální moment motoru
$b_{\check{r}}$	[mm]	Šířka řemene
$L_{\check{r}}$	[mm]	Délka řemene
$A_{\check{r}}$	[mm]	Osová vzdálenost řemenic
$\varnothing d_{\check{r}1}$	[mm]	Průměr hnací řemenice
$\varnothing d_{\check{r}2}$	[mm]	Průměr hnané řemenice
$F_{\check{r}}$	[N]	Síla působící na vřeteno
$v_{\check{r}}$	[m/s]	Rychlost řemene
i_{sk}	[-]	Skutečný převodový poměr
n_{rmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky vřetene
$\varnothing d_1$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$\varnothing D_1$	[mm]	Vnější průměr ložiska
B_1	[mm]	Šířka ložiska
C_1	[kN]	Dynamická únosnost
C_{10}	[kN]	Statická únosnost
P_{u1}	[kN]	Mezní únavové zatížení
n_{1max}	[min ⁻¹]	Dosažitelné otáčky při mazání olej-vzduch
c_{sr1}	[N/μm]	Statická radiální tuhost ložiska
$\varnothing d_2$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska

$\varnothing D_2$	[mm]	Vnější průměr ložiska
B_2	[mm]	Šířka ložiska
C_2	[kN]	Dynamická únosnost
C_{20}	[kN]	Statická únosnost
P_{u2}	[kN]	Mezní únosové zatížení
n_{2max}	[min ⁻¹]	Dozažitelné otáčky při mazání olej-vzduch
c_{sa2}	[N/μm]	Statická axiální tuhost ložiska
G	[N]	Axiální předpětí ložiska
α_{ks}	[°]	Stykový úhel ložiska
$\varnothing d_3$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$\varnothing D_3$	[mm]	Vnější průměr ložiska
B_3	[mm]	Šířka ložiska
C_3	[kN]	Dynamická únosnost
C_{30}	[kN]	Statická únosnost
P_{u3}	[kN]	Mezní únosové zatížení
n_{3max}	[min ⁻¹]	Dozažitelné otáčky při mazání olej-vzduch
c_{sr3}	[N/μm]	Statická radiální tuhost ložiska
$\varnothing d_d$	[mm]	Průměr vrtané díry ve vřetenu
a	[mm]	Vzdálenost mezi předními ložisky
b	[mm]	Vzdálenost mezi čelem vřetena a ložiskem
c	[mm]	Vzdálenost mezi čelem vřetena a obráběním
J_1	[mm ⁴]	Kvadratický moment
J_3	[mm ⁴]	Kvadratický moment
C_1	[μm/N]	Poddajnost ložiska
C_3	[μm/N]	Poddajnost ložiska
$F_{cvř}$	[N]	Síla působící na čelo vřetene
C_{rv}	[N/μm]	Celková tuhost vřetene
r	[mm]	Vzdálenost mezi zadním ložiskem a řemenicí
M_{fmax}	[Nm]	Moment od posuvové síly
F_{Ay}	[N]	Radiální zatížení ložiska v místě A v ose y
F_{Az}	[N]	Radiální zatížení ložiska v místě A v ose z
F_{Bx}	[N]	Axiální zatížení ložiska v místě B v ose x
F_{Cy}	[N]	Radiální zatížení ložiska v místě C v ose y
F_{Cz}	[N]	Radiální zatížení ložiska v místě C v ose z
$F_{řy}$	[N]	Síla od řemene v ose y

$F_{řz}$	[N]	Síla od řemene v ose z
$M_{kř}$	[Nm]	Kroutící moment řemene
L_{10}	[10^6 ot.]	Základní trvanlivost
C	[N]	Základní dynamická únosnost
P	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
X	[–]	Součinitel radiálního dynamického zatížení
Y	[–]	Součinitel axiálního dynamického zatížení
F_r	[N]	Radiální zatížení ložiska
F_a	[N]	Axiální zatížení ložiska
F_A	[N]	Radiální zatížení ložiska 1
P_1	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 1
C_{l1}	[N]	Dynamická únosnost ložiska 1
$n_{řmax}$	[min^{-1}]	Maximální otáčky vřetene
L_{10_1}	[hod]	Trvanlivost ložiska 1
P_2	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 2
C_{l2}	[N]	Dynamická únosnost ložiska 2
L_{10_2}	[hod]	Trvanlivost ložiska 2
F_C	[N]	Radiální zatížení ložiska 3
P_3	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska 3
C_{l3}	[N]	Dynamická únosnost ložiska 3
L_{10_3}	[hod]	Trvanlivost ložiska 3
Q	[mm^3/h]	Průtok oleje
B	[mm]	Šířka ložiska
$\varnothing d$	[mm]	Průměr díry ložiska
q	[–]	Součinitel ložiska
R_e	[MPa]	Smluvní mez v kluzu
R_m	[MPa]	Smluvní mez v pevnosti
$F_{pvř}$	[N]	Síla působící na čelo vřetene
F_{Rmax}	[N]	Radiální zatížení vřetene na čele vřetena
$M_{ozvř}$	[Nm]	Ohybový moment na čelo vřetene v ose z
$M_{oyvř}$	[Nm]	Ohybový moment na čelo vřetene v ose y
$\varnothing D_1$	[mm]	Průměr vřetene 1
$\varnothing D_2$	[mm]	Průměr vřetene 2
$\varnothing D_3$	[mm]	Průměr vřetene 3
$\varnothing D_4$	[mm]	Průměr vřetene 4

$\varnothing D_5$	[mm]	Průměr vřetene 5
α_{o1}	[–]	Tvarový součinitel ohybu pro vrub 1
α_{k1}	[–]	Tvarový součinitel krutu pro vrub 1
α_{o2}	[–]	Tvarový součinitel ohybu pro vrub 2
α_{k2}	[–]	Tvarový součinitel krutu pro vrub 2
α_{o3}	[–]	Tvarový součinitel ohybu pro vrub 3
α_{k3}	[–]	Tvarový součinitel krutu pro vrub 3
x_1	[mm]	Vzdálenost vrubu 1 od čela vřetene
x_2	[mm]	Vzdálenost vrubu 2 od podpěry A
x_3	[mm]	Vzdálenost vrubu 3 od podpěry A
M_o	[Nm]	Maximální ohybový moment v podpoře A
W_o	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
σ_o	[MPa]	Ohybové napětí v podpoře A
W_k	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
M_k	[Nm]	Krouticí moment
τ_{kmax}	[MPa]	Napětí od kroutícího momentu v podpoře A
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí HMM
k_{max}	[–]	Bezpečnost v podpoře A
M_{o1}	[Nm]	Maximální ohybový moment vrubu 1
W_{o1}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
σ_{o1}	[MPa]	Ohybové napětí vrubu 1
W_{k1}	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
τ_{kmax1}	[MPa]	Napětí od kroutícího momentu vrubu 1
σ_{red1}	[MPa]	Redukované napětí HMM
k_{max1}	[–]	Bezpečnost vrubu 1
M_{o2}	[Nm]	Maximální ohybový moment vrubu 2
W_{o2}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
σ_{o2}	[MPa]	Ohybové napětí vrubu 2
W_{k2}	[mm ³]	Modul průřezu v krutu
τ_{kmax2}	[MPa]	Napětí od kroutícího momentu vrubu 2
σ_{red2}	[MPa]	Redukované napětí HMM
k_{max2}	[–]	Bezpečnost vrubu 2
M_{o3}	[Nm]	Maximální ohybový moment vrubu 3
W_{o3}	[mm ³]	Modul průřezu v ohybu
σ_{o3}	[MPa]	Ohybové napětí vrubu 3

W_{k3}	$[mm^3]$	Modul průřezu v krutu
τ_{kmax3}	$[MPa]$	Napětí od kroutícího momentu vrubu 3
σ_{red3}	$[MPa]$	Redukované napětí HMM
k_{max3}	$[-]$	Bezpečnost vrubu 3
σ_{Co}	$[MPa]$	Mez únavy
σ'_{Co}	$[MPa]$	Korigovaná mez únavy
k_a	$[-]$	Součinitel jakosti povrchů
k_b	$[-]$	Součinitel velikosti tělesa
k_c	$[-]$	Součinitel způsobu zatěžování
k_d	$[-]$	Součinitel vlivu teploty
k_e	$[-]$	Součinitel spolehlivost
k_f	$[-]$	Součinitel dalších vlivů
β_o	$[-]$	Součinitel vrubu pro ohybové zatížení
β_k	$[-]$	Součinitel vrubu pro smykové zatížení
σ_{ared}	$[MPa]$	Amplituda redukovaného napětí
σ_{mred}	$[MPa]$	Střední redukované napětí
$k_{msú}$	$[-]$	Bezpečnost k MSÚ
MSP		Mezní stav pružnosti
MSÚ		Mezní stav únavy
B_c	$[mm]$	Šířka obrobku
k_{cfc}	$[MPa]$	Měrný řezný odpor materiálu
v_{cfc}	$[m/min]$	Řezná rychlost
f_{fc}	$[mm]$	Posuv na zub
a_{pfc}	$[mm]$	Tloušťka třísky
$\varnothing d_{fc}$	$[mm]$	Průměr frézy
z_{fc}	$[-]$	Počet zubů frézy
n_{fc}	$[min^{-1}]$	Otáčky čelního frézování
v_{fc}	$[m/min]$	Posuvová rychlost čelního frézování
ψ_1	$[^\circ]$	Úhel záběru
n_z	$[-]$	Počet zubů v záběru
A_{dfc}	$[mm^2]$	Průřez třísky čelního frézování
F_{cfc}	$[N]$	Řezná síla čelního frézování
M_{kfc}	$[Nm]$	Krouticí moment čelního frézování
P_{fc}	$[W]$	Řezný výkon čelního frézování

B_v	[mm]	Šířka obrobku
H_v	[mm]	Hloubka záběru
k_{cfv}	[MPa]	Měrný řezný odpor materiálu
v_{cfv}	[m/min]	Řezná rychlost
f_{fv}	[mm]	Posuv na zub
a_{pfv}	[mm]	Tloušťka třísky
$\varnothing d_{fv}$	[mm]	Průměr frézy
z_{fv}	[–]	Počet zubů frézy
n_{fv}	[min ⁻¹]	Otáčky válcového frézování
v_{fv}	[m/min]	Posuvová rychlost válcového frézování
φ_v	[°]	Úhel záběru
A_{dfv}	[mm ²]	Průřez třísky válcového frézování
F_{cfv}	[N]	Řezná síla válcového frézování
M_{kfv}	[Nm]	Krouticí moment válcového frézování
P_{fv}	[W]	Řezný výkon válcového frézování
M_{Mc}	[Nm]	Moment motoru pohonu C-osy
P_{Mc}	[W]	Výkon motoru pohonu C-osy
n_{cjm}	[min ⁻¹]	Jmenovité otáčky motoru C-osy
M_{cjm}	[Nm]	Jmenovitý moment motoru C-osy
M_{cmax}	[Nm]	Maximální moment motoru C-osy
M_{cklid}	[Nm]	Moment v klidu motoru C-osy
n_{cmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru C-osy
i_p	[–]	Převodový poměr převodovky
M_{pv}	[Nm]	Výstupní moment převodovky
M_{pmax}	[Nm]	Maximální moment převodovky
n_p	[min ⁻¹]	Výstupní otáčky převodovky
n_{pmax}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky převodovky
$F_{p,max}$	[N]	Maximální radiální zatížení převodovky
η_{pp}	[–]	Účinnost převodovky
i_k	[–]	Převodový poměr ozubeného převodu
z_1	[–]	Počet zubů pastorku
z_2	[–]	Počet zubů kola
m_m	[mm]	Modul ozubení
B_{oz}	[mm]	Šířka ozubení

A_{oz}	[mm]	Osová vzdálenost ozubeného soukolí
α_{oz}	[°]	Úhel záběru
k_{SH}	[–]	Bezpečnost na únavu v dotyku
k_{SF}	[–]	Bezpečnost na únavu v ohybu
F_t	[N]	Obvodová síla
F_n	[N]	Normálová síla
F_r	[N]	Radiální síla
v_{oz}	[m/s]	Obvodová rychlost na roztečné kružnici
K_{Ar}	[N/mm]	Radiální tuhost válečkového ložiska A
K_{Ba}	[N/mm]	Axiální tuhost kuličkového ložiska B
K_{Cr}	[N/mm]	Radiální tuhost válečkového ložiska C

13.2 Seznam obrázků

Obr. 1) a) Pohyby při soustružení [1], b) možnosti C-osy [2].....	17
Obr. 2) Univerzální hrotový soustruh [27]	18
Obr. 3) Čelní soustruh [28].....	18
Obr. 4) Karusel ČKD SKDY [4]	19
Obr. 5) CNC soustruh TUR SMN [29]	19
Obr. 6) Popis částí CNC soustruhu [30]	20
Obr. 7) Koník soustruhu [32]	21
Obr. 8) Suport soustruhu [31].....	21
Obr. 9) Členění hlavních pohonů obráběcích strojů. [6]	22
Obr. 10) Druhy pohonů vřetene [7]	23
Obr. 11) Příklad uložení vřetene [12]	28
Obr. 12) Příklad uložení vřetene [12].....	29
Obr. 13) Příklad uložení vřetene [12]	29
Obr. 14) Kombinace uspořádání párovatelných ložisek [12]	30
Obr. 15) Vliv házení ložisek na přesnost chodu. [6]	30
Obr. 16) Deformace vřetena – vliv tuhosti vřetena, ložisek, skříně [6]	31
Obr. 17) Vliv poddajnosti vřetena [6]	32
Obr. 18) Vliv poddajnosti ložisek [6].....	32
Obr. 19) Optimální vzdálenost ložisek [6]	33
Obr. 20) Mazání ložiska s nuceným oběhem oleje [12]	36
Obr. 21) Mazání vstřikováním oleje [12]	37
Obr. 22) Schéma mazání olej-vzduch [12]	37
Obr. 23) Druhy těsnění [7]	38
Obr. 24) Příklady kontaktního těsnění [12].....	39
Obr. 25) Příklady bezkontaktního těsnění [12]	39
Obr. 26) Pracovní konce vřetene dle normy ISO 702 [14].....	40
Obr. 27) KTR-STOP S-A-F kotoučová brzda [33]	41
Obr. 28) Pracovní osy na soustružnickém centru [34]	41

Obr. 29) Schéma přímého odměřování [16]	43
Obr. 30) Schéma nepřímého odměřování [16]	43
Obr. 31) Soustruh Hass ST-20Y [17]	44
Obr. 32) Vřeteno soustruhu SE200MA [18]	45
Obr. 33) Řez elektrovřetene [19]	46
Obr. 34) Vřeteno D300BH [19]	46
Obr. 35) Vřeteno LMS-A2-6 [20]	47
Obr. 36) Diagram konstantní rychlosti $vc = 330\text{mmmin}$	54
Obr. 37) Silové působení [35]	54
Obr. 38) Spektrum zátěže vřeteno	56
Obr. 39) Momentová charakteristika motoru 1PH8163 [22]	58
Obr. 40) Výkonová charakteristika motoru 1PH8163 [22]	58
Obr. 41) Náčrt pohonu vřetene řemenovým převodem	59
Obr. 42) Schéma rozmístění ložisek	61
Obr. 43) Deformace ložiska	62
Obr. 44) Deformace vřetene	62
Obr. 45) Celková deformace	63
Obr. 46) Schéma silového zatížení	65
Obr. 47) Schéma umístění řemenového převodu	66
Obr. 48) Průběh VVÚ vřetene	68
Obr. 49) Průběh momentů vřetene	72
Obr. 50) Znázornění parametrů čelního frézování. [36]	77
Obr. 51) Znázornění parametrů válcového frézování [36]	78
Obr. 52) Momentová charakteristika servomotoru 1FK7042 [22]	80
Obr. 53) Síť konečných prvků vřetena	83
Obr. 54) Okrajové podmínky vřetene	84
Obr. 55) Realizace tuhosti ložisek vřetene	84
Obr. 56) Celková deformace vřetene	85
Obr. 57) Napěťová analýza vřetene	85
Obr. 58) Deformace první vlastní frekvence vřetene	86
Obr. 59) Deformace páté vlastní frekvence	86
Obr. 60) Konstrukce vřeteníku – přední pohled	89
Obr. 61) Konstrukce vřeteníku – zadní pohled	90
Obr. 62) Sklíčidlo [26]	91
Obr. 63) Upínací válec [26]	91
Obr. 64) Brzda HW-040-HFA	91
Obr. 65) Úhlový snímač [37]	92
Obr. 66) Vřeteno	92
Obr. 67) Řez vřetenem	93
Obr. 68) Detail předního konce vřetene	93
Obr. 69) Detail zadního konce vřetene	94
Obr. 70) Detail zadního konce vřetene 2	95
Obr. 71) Konstrukce polohovadla C-osy	95
Obr. 72) Řez polohovadlem C-osy	96
Obr. 73) Půdorysný řez polohovadlem C-osy	96

13.3 Seznam tabulek

Tab. 1) Požadavky na pohony obráběcích strojů [6]	22
Tab. 2) Uspořádání párovatelných ložisek do dvojic [7] [12]	28
Tab. 3) Porovnání metod mazání vřetenových ložisek [7]	34
Tab. 4) Parametry vřetene [17]	44
Tab. 5) Parametry vřetene [18]	45
Tab. 6) Parametry vřetene [19]	46
Tab. 7) Parametry vřetene [20]	47
Tab. 8) Kritéria hodnocení	52
Tab. 9) Vyhodnocení analýzy	52
Tab. 10) Parametry obrábění	53
Tab. 11) Parametry destičky [21]	53
Tab. 12) Parametry pro výpočet a výsledky maximálního zatížení vřetene	55
Tab. 13) Konstanty účinnosti	56
Tab. 14) Vypočtené parametry pro motor	57
Tab. 15) Parametry motoru 1PH8163 [22]	57
Tab. 16) Vypočtené hodnoty řemenového převodu	59
Tab. 17) Parametry ložisek [12]	60
Tab. 18) Parametry rozmístění ložisek	61
Tab. 19) Parametry rozložení silového zatížení	65
Tab. 20) Výsledky reakčních sil	67
Tab. 21) Mazací průtoky pro ložiska	71
Tab. 22) Vlastnosti materiálu vřetene	71
Tab. 23) Parametry pro výpočet bezpečnosti. [13]	72
Tab. 24) Parametry pro čelní frézování	77
Tab. 25) Parametry pro válcové frézování	79
Tab. 26) Parametry pro výběr motoru polohovadla C-osy	79
Tab. 27) Parametry servomotoru polohování C-osy 1FK7042 [22]	80
Tab. 28) Parametry převodovky SP 075S-MF1 [22]	81
Tab. 29) Parametry ozubení pro výpočet	81
Tab. 30) Zatížení ozubeného převodu	82
Tab. 31) Okrajové podmínky MKP analýzy	84
Tab. 32) Hodnoty vlastních frekvencí vřetene	87
Tab. 33) Technické údaje sklíčidla	91
Tab. 34) Parametry navrženého vřeteníku	101

14 SEZNAM PŘÍLOH

Výpočtové zprávy:

- VZ01 – Výpočtová zpráva
- VZ02 – Řemenový převod
- VZ03 – Ozubený převod C-osa

Výkresová dokumentace:

- A0-A0-001 – Vřeteník
- A1-S1-001 – Sestava uložení vřetene
- A2-S1-002 – Řemenice velká
- A2-S1-003 – Vřeteno
- A3-S1-004 – Těsnění čelo 2

Ostatní:

- 3D model vřeteníku